

**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## **PARNÍ TURBÍNA**

STEAM TURBINE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**  
MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**BC. PETR ČÍPEK**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**DOC. ING JAN FIEDLER, DR.**

BRNO 2013



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Čípek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Parní turbína**

v anglickém jazyce:

### **Steam turbine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proved'te návrh rychloběžné parní turbíny. S rostoucími cenami paliv a energie a se zvyšujícími se tlaky na ochranu životního prostředí, se zvyšuje tlak na využívání obnovitelných zdrojů energie a dokonalejší využívání zdrojů stávajících. Nejedná se pouze o zařízení velkých výkonů, ale tento trend se promítá i do zařízení výkonů menších. V oblasti parních turbin se tyto vlivy promítají na zvyšujícím se počtu poptávek po strojích menšího výkonu.

Navrhněte vysokootáčkovou turbínu s integrovanou převodovkou pro následující parametry:

Tlak páry na vstupu do turbin : 30 b

Teplota páry na vstupu do turbíny 450 °C

Tlak v kondenzátoru 0,1 b

Hmotnostní průtok páry 27 t/hod

Cíle diplomové práce:

Turbínu navrhněte odděleně s vysokotlakovým a odpojitelným kondenzačním modulem.

-Zpracujte termodynamický výpočet

-Nakreslete řezy jednotlivými moduly a dispoziční uspořádání turbíny s generátorem.

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Škopek, J.: Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Cílem práce je návrh vysokootáčkové parní turbíny jako malého energetického zdroje. Parní turbína se skládá z vysokotlaké, středotlaké a nízkotlaké části s oddělitelným kondenzačním modulem. Vysokotlaká část je navržena v provedení jednostupňové radiální turbíny s axiálním výstupem páry. Práce dále obsahuje dispoziční uspořádání a řezy jednotlivými moduly. Pro návrh jednotlivých částí je užito parních tabulek „X-steam“.

Klíčová slova:

Parní turbíny, radiální stupeň, regulace, vysokootáčková, návrh

## **Abstract**

The aim of the thesis is to design a high-speed steam turbine as a small energy source. Steam turbine consists of a high-pressure, a medium-pressure and a low-pressure part with a removable condensing module. High-pressure part is designed to perform a single-stage radial turbine with axial steam outlet. The work also includes the layout of the modules and sections. To design individual parts are used steam table „X-steam“.

Keywords:

Steam turbines, radial degree, regulation, high-speed, draft



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ČÍPEK, P. *Parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.





## **PROHLÁŠENÍ AUTORA**

Já, Bc. Petr Čípek, prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne 24.05.2012

.....



## Obsah

1	Úvod .....	12
2	Parní turbína .....	12
2.1	Historie .....	12
2.2	Popis parní turbíny .....	13
2.3	Ztráty ve stupni .....	18
2.4	Rozdělení parních turbín .....	22
2.5	Regulace parních turbín .....	24
3	Zadání diplomové práce .....	26
3.1	Výpočet .....	27
4	Výpočet VT dílu: .....	28
4.1	Volba otáček: .....	28
4.2	Vstupní rychlostní trojúhelník: .....	30
4.3	Výstupní rychlostní trojúhelník: .....	32
4.4	Rozměry radiálního stupně: .....	33
5	Ucpávky parních turbín: .....	36
6	Výpočet ST dílu: .....	38
6.1	Předběžný výpočet ST dílu: .....	38
6.2	Návrh regulačního stupně: .....	39
6.3	Vstupní rychlostní trojúhelník: .....	41
6.4	Výstupní rychlostní trojúhelník: .....	44
6.5	Výpočet stupňové části: .....	46
6.6	Součinitel zpětného využití ztrát (Reheat Faktor): .....	48
6.7	Tepelný výpočet stupňové části .....	50
6.8	Expanzní čára ve skupině přetlakových stupňů: .....	52
6.9	Rychlostní trojúhelníky: .....	59
6.10	Parametry ST dílu: .....	63
7	Návrh NT dílu: .....	64
7.1	Regulační stupeň .....	64
7.2	Výpočet stupňové části: .....	67
7.3	Parametry stupňové části nízkotlakového tělesa: .....	72
7.4	Parametry nízkotlakového tělesa: .....	72
8	Výkon parní turbíny: .....	73
9	Závěr: .....	74

## 1 Úvod

V současné době dochází k výraznému navyšování výroby elektrické energie a především ke snaze o výrobu ekologicky přijatelnějších postupů řešení její výroby. Díky destabilizaci elektrizační soustavy vlivem zdrojů, u kterých je výroba elektrické energie odvislá od přírodních podmínek. Narůstá také nutnost regulovat soustavu zdrojů, které mají rychlý náběh, nebo regulačními schopnosti současných zdrojů.

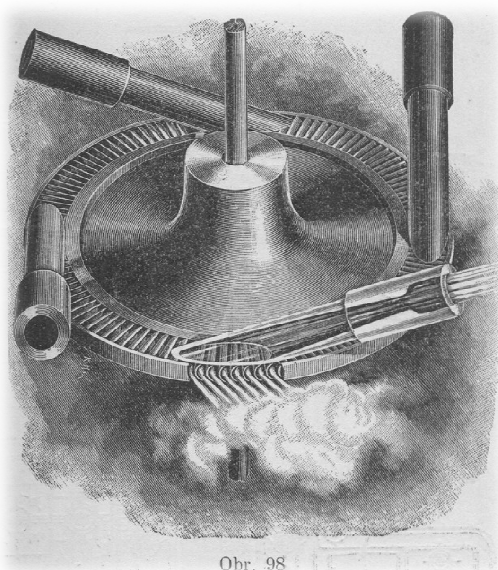
Další důležitý faktor je ekonomické hledisko. S rostoucí spotřebou paliv roste i jejich cena. Proto je důležité hledat i efektivnější cesty výroby elektrické energie. U současně stavěných elektráren je také kladen velký důraz na zvedání účinností jak cyklů, tak celých elektráren. Tohle umožňuje snižování spotřeby paliv a tím i zátěže životního prostředí.

V této práci se budu zabývat návrhem vysokootáčkové parní turbíny. Tato turbína bude mít integrovanou převodovku a oddělitelný kondenzační modul. Jedná se o tří tělesovou turbínu kde VT a ST díl jsou vysokootáčkové. Vysokootáčkové turbíny umožňují lepší optimalizaci průtočného kanálu. Tím se dá říci, že při vyšších parametrech otáček bude mít menší rozměry než turbína klasická. Při této konstrukci klesá také počet stupňů lopatek a roste vnitřní termodynamická účinnost. Vzhledem k tomuto klesá i pořizovací cena turbíny. Oddělitelné moduly umožňují částečné zpracování teleného spádu a následné využití zbylého v technických provezech. Při zimním provozu lze například zbytkovým teplem vytápět průmyslové objekty. VT a St díl budou na oddělených hřídelích, lze tedy optimalizovat jejich otáčky. Díky tomuto stupně zpracují podstatně větší tepelné spády. Mezi moduly bude parní odběr, pro případ potřeby.

Tenhle návrh je vhodný například pro spalovnu odpadů. Staví se u velkých měst a tímto může být zajištěn i odběr tepla v zimním období. V letním období může být kondenzační modul připojen.

## 2 Parní turbína

### 2.1 Historie

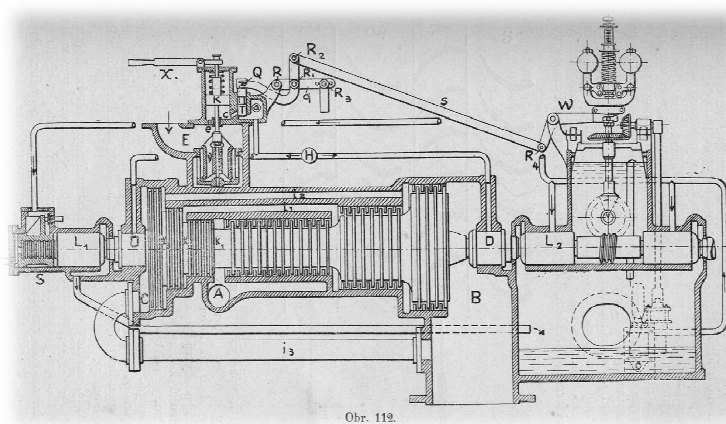


Obrázek 1 Lavalova parní turbína. [8]

První kroky v návrhu a průmyslovém využití parních turbín položil roku 1883 Carla Gustava de Laval. Vynalezl jednostupňovou parní turbínu. Původním vzorem této parní turbíny byla Peltonova vodní turbína, ze které Laval vycházel. Lavalova akční jednostupňová turbína dosahovala vysokých otáček. O rok později přišel Charles Algernon Parsons s patentem reakční turbíny. Personsova turbína byla připojena na dynamo a vytvářela 7,5 kW elektrických. Parní turbíny se postupem času zdokonalovaly a začaly nahrazovat spalovací motor. [10]

S rostoucím pokrokem v této oblasti rostla i snaha o větší a výkonnější stroje.

Postupem času začala i s tímto růst snaha o navyšování účinnosti. Mezním prvkem



Obrázek 2 Parsonova parní turbína[9]

byla délka poslední řady lopatek. Na poslední řady lopatek působí díky jejich délce a velkým rotujícím hmotám i velké síly. Především proto docházelo k používání lepších materiálů s větší pevností.

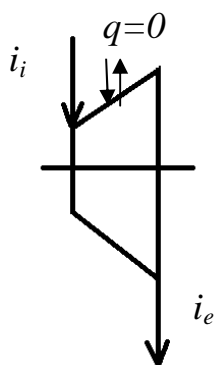
I přes současný pokrok v oblasti konstrukce parních turbín se vychází

z turbín zkonstruovaných pány Lavalem a Parsonsem. Nyní se ovšem smazávají rozdíly mezi akční a reakční turbínou především díky konstrukci dlouhých lopatek, u kterých narůstá stupeň reakce po délce.

## 2.2 Popis parní turbíny

Parní turbína je tepelný lopatkový rotační stroj. Při pracovním cyklu se v turbíně přeměňuje tepelná energie páry na kinetickou. Teplonosné médium proudí mezilopatkovým kanálem, který tvoří statorová a rotorová řada lopatek. Statorové lopatky jsou rozváděcí. Teplonosným médiem je vodní pára o určitých parametrech. Pára v turbíně expanduje a s určitou účinností se přeměňuje její vnitřní energie na energii kinetickou, dle 1. Zákona termodynamiky.

Pára získává energii nejčastěji v parním kotli. Vnitřní práce vykonaná párou při expanzi se stanoví z rce.1. V rovnici je zanedbáno sdílení tepla soustavy s okolím.



$$a^T = \left( i_i + \frac{c_i^2}{2} \right) - \left( i_e + \frac{c_e^2}{2} \right) = i_i - i_e + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} = i_{ic} - i_{ec}$$

Vnitřní práce tepelné turbíny

Obrázek 3

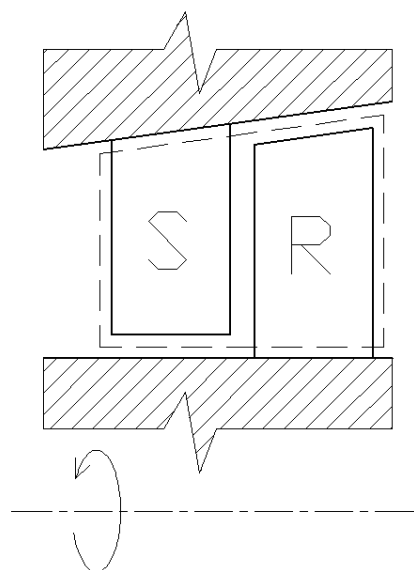
Technická práce je rovna rozdílu celkových entalpií před a za turbínou.

### Stupeň parní turbíny

Stupeň parní turbína tvoří statorová a rotorová řada lopatek. Podle počtu stupňů, je turbína schopna zpracovat entalpický spád. Pro velké výkony se využívá parních turbín s velkým počtem stupňů. Jejich počet je ovšem omezen, problémy činí jak velikost stroje, tak i velikost poslední řady lopatek. Díky tomu se postupně přešlo na

turbíny vícetělesové. Pokud má turbína více těles je schopna zpracovat větší spád a narůstá její výkon.

V lopátkovém kanále vznikají při proudění ztráty. Tyto ztráty způsobují zvýšení entropie a zároveň se snižuje kinetické energie pracovní látky vlivem tření pracovní látky o povrch lopatky. V důsledku tření se také snižuje rychlost a tím i průtok pracovní látky. Všechna pracovní látka proudící mezilopátkovým kanálem nekoná práci. Část pracovní látky neprotéká přímo kanálem.



Obrázek 4 Stupeň parní turbíny

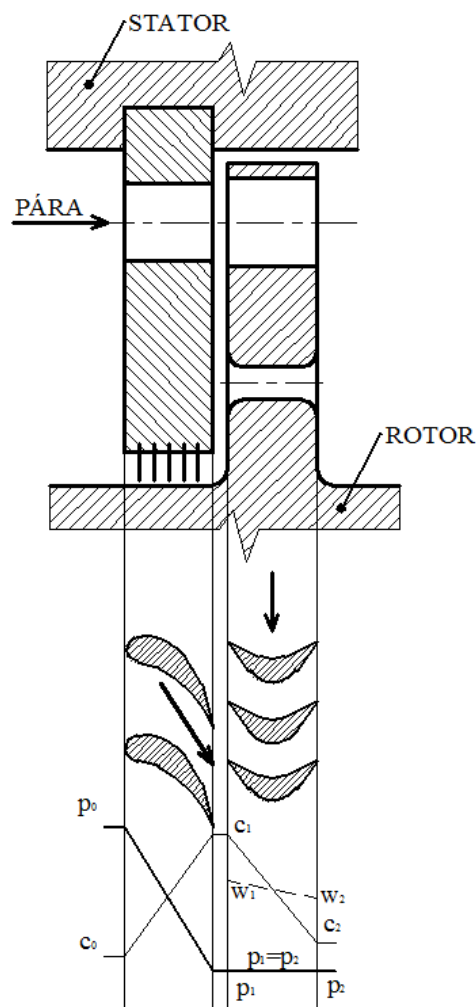
Kompletní energetická bilance stupně tedy zahrnuje profilovou ztrátu, ke které se následně přičítají i ostatní ztráty. Obvodová práce je rozdíl stavů pracovní látky na vstupu a na výstupu. Obvodová práce je tedy měrná práce, kterou vykonala skutečná pracovní látka protékající kanálem.

Obvodová práce je rozdíl stavů pracovní látky na vstupu a na výstupu. Obvodová práce je tedy měrná práce, kterou vykonala skutečná pracovní látka protékající kanálem.

### Akční (rovnotlaký) stupeň

U akčních stupňů parních turbín je tlak před a za oběžným kolem stejný. Respektive kvůli snížení ztráty plynoucích z velké rychlosti bývají akční stupně mírně přetlakové  $p_1 > p_2$ , se zachováním výhody rovnotlakých stupňů. Veškerý spád je zpracován rozváděcím kolem, díky tomu je stupeň reakce ( $\rho$ ) roven nule.

V rotorové řadě lopatek se díky stejné velikosti vstupní a výstupní plochy nemění relativní rychlosti. V rotorové řadě lopatek tedy dochází pouze k ohybu proudu. Ohyb proudu způsobuje sílu působící na rotor.



Obrázek 5 Akční (rovnotlaký stupeň)

Výhody:

- Konstantní tlak před a za rotorem
- Umožňuje těsnění rotoru k mezistěně labyrintovou ucpávkou, mále těsněné průměry.
- Malá ztráta netěsností

Nevýhody:

- Nižší účinnost stupně kvůli velkým ztrátám při proudění v rotorové lopatkové řadě. Toto lze zmírnit mírnou reakcí  $\rho=0,03$  až  $0,06$

### Reakční (přetlakový) stupeň

V případě reakčního stupně probíhá expanze ve statorové i rotorové řadě. Stupeň reakce ( $\rho$ ) tedy není roven nule. Záleží na velikosti spádu na statorovou a rotorovou řadu lopatek. Expanze způsobí nárůst rychlosti  $w_2$  a navýšení kinetické energie proudu.

Vhodné jsou stupně se stupněm reakce  $\rho=0,5$ . Zpracovaný spád ve statorové a rotorové řadě je stejný. Při tomto stupni reakce jsou rychlosti trojúhelníky osově symetrické.

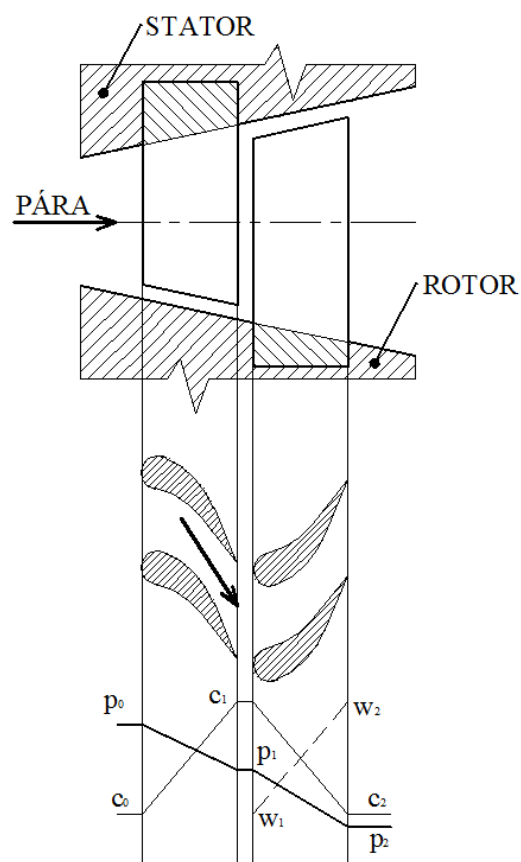
U reakčních stupňů není vhodná disková koncepce jako u akčních stupňů z hlediska vyvozené síly. Toto je možné vykompenzovat použitím bubnové koncepce rotoru. Tímto tlakový rozdíl působí jen na lopatkovou řadu.

Výhody:

- Větší účinnost

Nevýhody:

- Nevýhodou téhle koncepce je velká axiální síla působící na rotor. A dále z toho plynoucí zátěž axiálního ložiska.



Obrázek 6 Reakční stupeň

- Horší těsnění v důsledku většího průměru rotujícího tělesa, větší ztráta vnitřní netěsností.
- Větší nároky na přesnost konstrukce v důsledku snížení radiální vůle. Díky tomu se ukončují lopatky břitem, který ztrátu netěsností snižuje.

## Curtisův stupeň

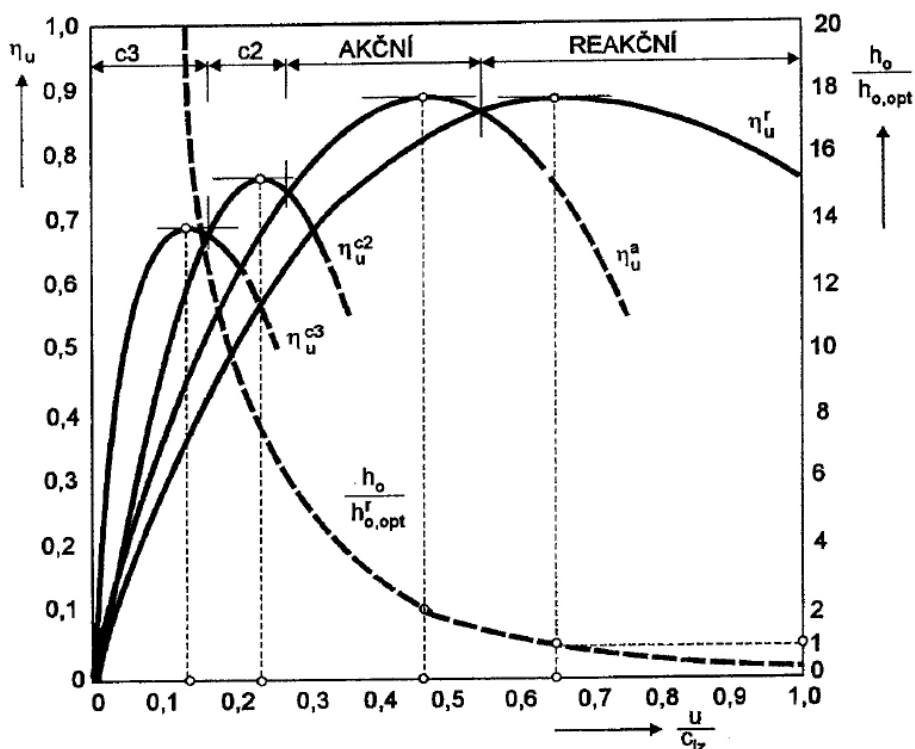
Pokud je třeba zpracovat velké tepelné spády v jednom stupni, takové, které nezpracuje akční ani reakční stupeň, volí se stupeň Curtisův. Tento stupeň může být dvou nebo třívěncový.

U dvouvěncového Curtisova stupně za rozváděcími (statorovými) lopatkami následují lopatky rotorové. Mezi statorovou a rotorovou řadou je řada lopatek akčních, vratných.

Třívěncový Curtis je podobné konstrukce, má vedle statorové lopatkové řady tři řady oběžných lopatek a dvě řady lopatek vratných.

## Porovnání axiálních stupňů parních turbín

Z obr. je zřejmé porovnání výhodnosti použití jednotlivých stupňů v závislosti na rychlostním poměru a obvodové účinnosti. C kola tedy zpracují největší spády při menší účinnosti, zato účinnost akčního a reakčního stupně je vyšší.

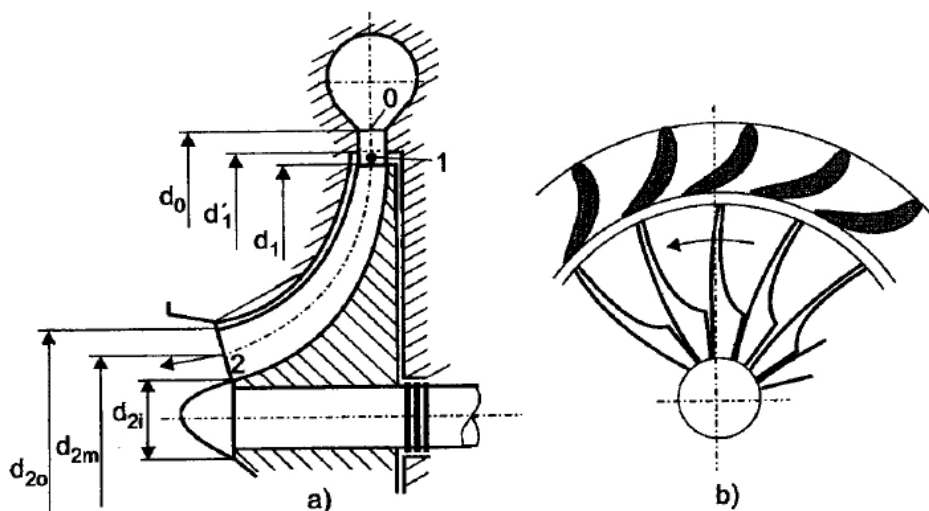


Obrázek 7 Srovnání obvodové účinnosti a rychlostního poměru axiálních stupňů[2]

## Radiálně axiální stupeň

Tento turbínový stupeň se používá nejčastěji pro turbíny s menším průtokem pracovní látky. Jedná se převážně o jednostupňové turbíny, zřídka o dvoustupňové. Dříve se tento stupeň používal jen u turbosoustrojí a turbodmychadel. Nyní se začíná rozmáhat použití u parních turbín menších výkonů (3 až 4 MW), při zpracování menších tepelných spádů.





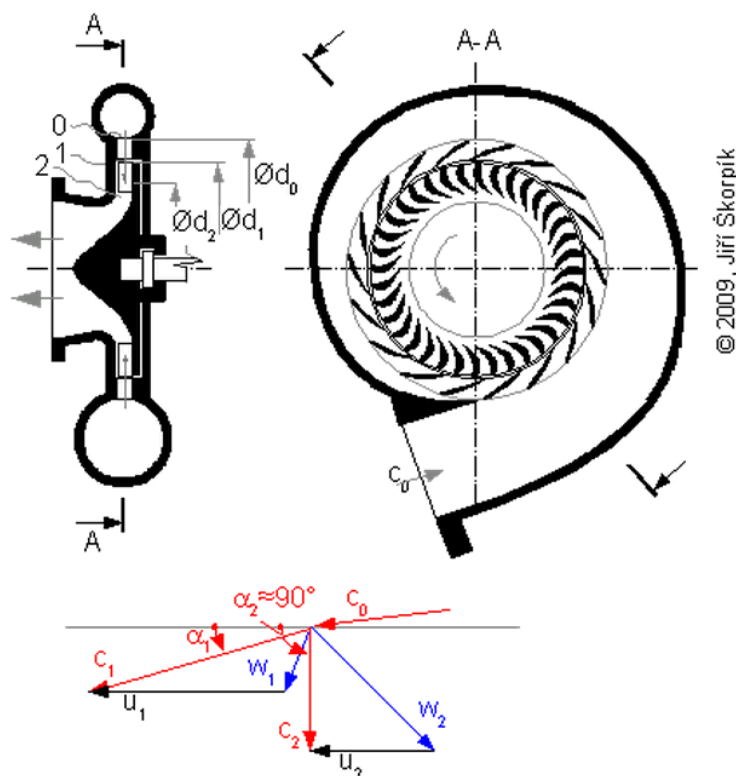
Obrázek 8 Schéma radiálně-axiální turbín. [2]

U těchto typů turbín jsou větší ventilační ztráty proti turbínám axiálním podstatně větší. Radiálně axiální turbíny musí pracovat se stupněm reakce  $\rho > 0$ . Jednou z výhod použití je že RA turbíny mají menší energetické ztráty. Obvykle se navrhují turbíny se stupněm reakce  $\rho \sim 0,5$ .

### Radiální stupeň

Pracovní látka proudí k oběžnému kolu v radiálním směru, tedy kolmo rotační ose. U parních turbín se používá jako regulační stupeň. Radiální turbíny dělíme na:

- Centrifugální turbíny – pracovní látky proudí od směru rotace stroje
- Centripitální turbíny – pracovní látka proudí k ose rotace stroje



Obrázek 9 Jednostupňová radiální parní turbína[3]

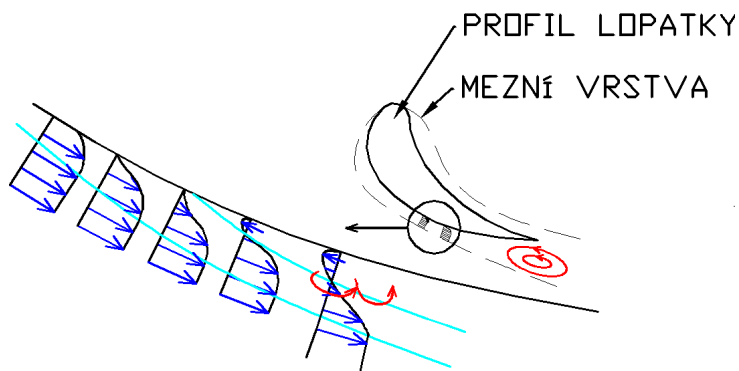
## 2.3 Ztráty ve stupni

### Ztráty ve stupni – základní rozdělení:

- Profilové ztráty:
  - Vznikají v lopatkové mříži v okolí profilu lopatky v důsledku proudění pracovní látky. Profilové ztráty zvyšují entropii pracovní látky, to má za příčinu snížení kinetické energie tekutiny na konci kanálu proti proudění beze ztrát.
- Ztráty vznikající mimo lopatkovou mříž

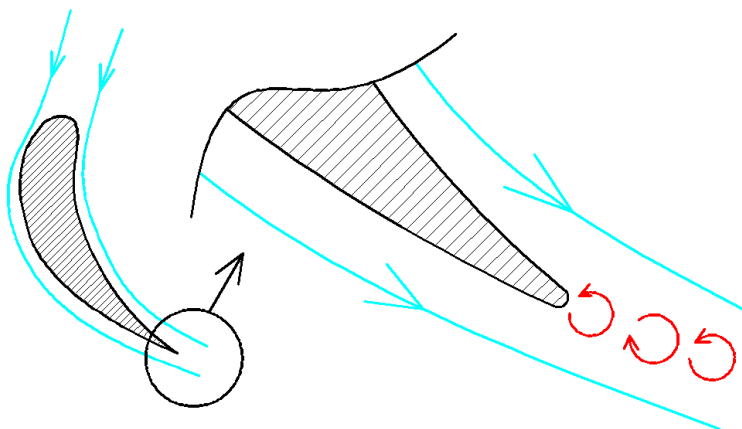
### Ztráty ve stupni – výčet

- Profilové ztráty
  - Ztráta třením v mezní vrstvě
    - Tření v mezní vrstvě profilu lopatky má za následek snížení hybnosti, průtoku a kinetické energie pracovní látky. Tři tloušťky mezní vrstvy:
      - Pošínovací tloušťka mezní vrstvy
      - Impulsní tloušťka mezní vrstvy
      - Energetická tloušťka mezní vrstvy
  - Ztráta vířením při odtržení mezní vrstvy
    - V důsledku tření o profil lopatky dochází ke snížení kinetické energie proudu. To má za následek, že proudění nedosáhne potřebné zvýšení tlaku na konci profilu a může dojít k odtržení mezní vrstvy od profilu lopatky.



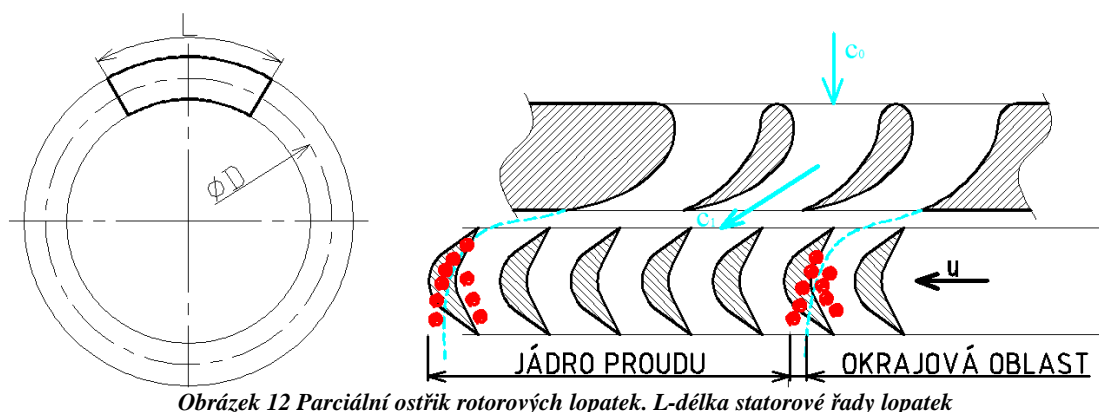
Obrázek 10 vývoj mezní vrstvy, počátek odtržení mezní vrstvy

- Ztráta vířením za odtokovou hranou
  - Vzniká za hranou lopatky větší tloušťky než nulové (viz obr.11)

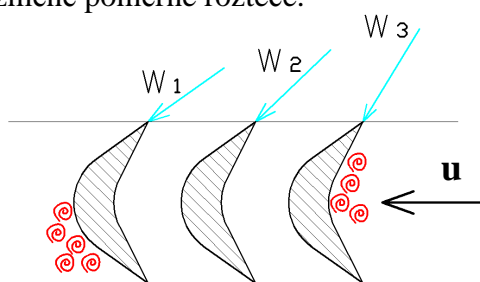


Obrázek 11 Vytvoření víru za odtokovou hranou nenulové tloušťky

- Ztráta rázem při obtékání profilu
  - Rychlost proudění se kolem profilu lopatky mění. Při rychlostech blízkých rychlosti zvuku (Machovu číslu) může dojít u stlačitelné kapaliny k překročení rychlosti zvuku. Při zpětném poklesu rychlosti nad podzvukové proudění, dojde ke vzniku rázu. Ztráta rázem vzniká u osamocených profilů nebo v případě kompresorových mříží. [6]
- Ostatní ztráty vznikající ve stupni lopatkového stroje
  - Ztráty parciálním ostřikem
    - Tato ztráta vzniká nejčastěji v případě skupinových regulací parních turbín, dále pak u jednostupňových parních turbín s jednou dýzou namísto satorové lopatkové řady.

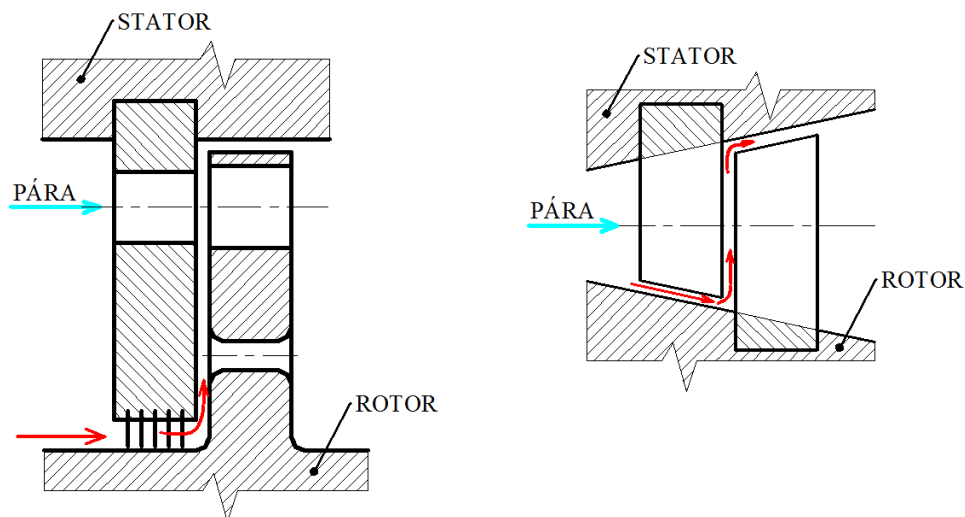


- Okrajové ztráty
  - Okrajové ztráty vznikají na konci lopatek kvůli jejich konečné délce. Přetékání proudu přes okraj je nejvýznamnější při velmi krátkých lopatkách. Lze tomu zamezit použitím bandáže.
- Ztráty vějířové
  - Vznikají u axiálně kruhových lopatkových mříží s velkým poměrem  $l/d$ . Díky velké změně poměrné rozteče.



Obrázek 13 Vějířová ztráta

- Ztráty vznikající vzájemným účinkem lopatkových mříží
- Ztráty vnitřní netěsností
  - Lze je snížit použitím přesných bezdotykových těsnění. U přetlakového stupně lze ztráty snížit bandáží lopatek nebo labyrintovou ucpávkou.

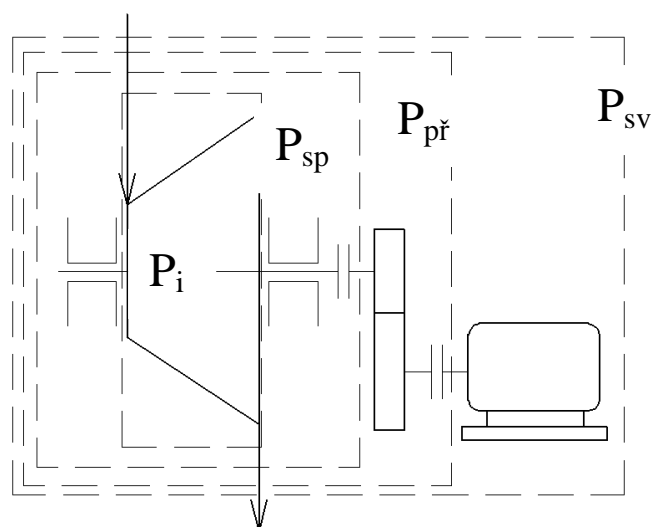


Obrázek 14 Ztráty vnitřní netěsností. Vlevo rovnotlaký stupeň, vpravo přetlakový stupeň.

- Ztráta vlhkostí páry
  - Ztráty vznikající mimo lopatkovou část stroje
- Jedná se o ztráty, které vznikají v regulačních orgánech, hrdlech a místech odběrů pracovní látky.
- Ztráta v hrdlech lopatkových strojů
  - Vznikají v přívodním hrdle k prvnímu stupni lopatkového stroje. Dále pak za posledním stupněm lopatkového stroje, v odvodu pracovní látky, které odevzdala svou vnitřní energii.

### Přeměna tepelné energie na elektrickou

Pokud se jedná o izolovanou soustavu, musí být míra entropie konstantní. Případně může dojít k nárůstu vlivem třecího tepla, které vzniká při tření pracovního média v lopatkové mříži. Maximální izoentropická účinnost se pohybuje kolem 90%.



Obrázek 15 Výkon parní turbíny.

$$P_{sv} = P_{př} \cdot \eta_{el} = P_{sp} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{el} = P_i \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_m = \dot{m} \cdot a_{iz}^T \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_m$$

*Výpočet svorkového výkonu*

Rovnice platí pro výpočet svorkového výkonu turbosoustrojí s převodovkou a generátorem. Jsou zde započítány účinnosti jednotlivých přeměn. Svorkový výkon lze tedy určit z výkonu parní turbíny a součinu účinností jednotlivých zařízení. Výkon parní turbíny lze spočítat ze součinu hmotnostního toku a technické práci při izoentropické expanzi.

## 2.4 Rozdělení parních turbín

Dle směru průtoku:

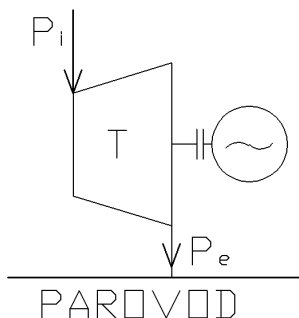
- Axiální
- Radiální
- Radiálně-axiální

Dle lopatkování:

- Akční
- Reakční

Typy turbín:

- Protitlakové
  - Tento typ turbín se používá tam, kde se odcházející teplo z turbíny bude dále využívat, například pro vytápění nebo technologické procesy využívají páru. U protitlakových turbín není za turbínou umístěn kondenzátor. Odcházející pára jde do parovodu, případně do kondenzátoru s tlakem kondenzace vyšším než 0,1MPa. Výkon turbíny je nejčastěji dán potřebným množstvím páry na výstupu z turbíny.

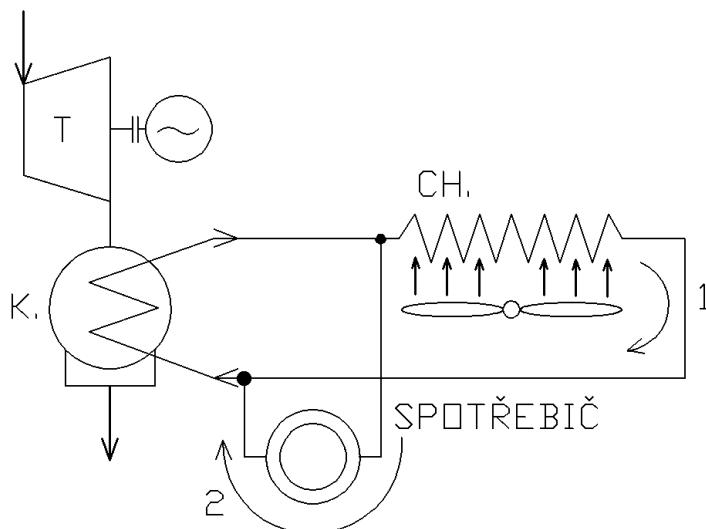


Obrázek 16 Napojení protitlakové turbíny na parovod.

Výstupní parametry páry jsou odvislé od požadavků páry pro vytápění, případně pro technologické procesy.

- Kondenzační
  - Kondenzační turbíny dosahují na výstupu tlaku blízkému vakuu. Pára je ochlazována v kondenzátoru. V případě vody lze pracovat s teplotou od 15°C, toto je odvislé samozřejmě od lokace a ročního období, při této teplotě je tlak vody za turbínou kolem 0,002MPa. Pokud lze využít odpadní teplo, například na vytápění, lze se dostat na teploty kolem 85°C. V tomto případě turbína pracuje v režimu s potlačenou kondenzací. Nejčastěji je kondenzátor umístěn za

turbínou, případně pod turbínou. Dále je také možné vzdálenější umístění kondenzátoru. Například v případě vzduchové kondenzace s kondenzátorem umístěným na střeše strojovny.

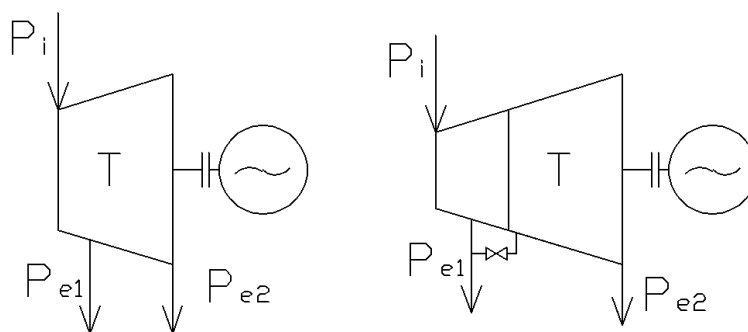


Obrázek 17 Kondenzační turbína – chlazení kondenzátoru.

Na obr. Je vidět chladicí smyčka 1 pro případ udržení co nejnižšího tlaku v kondenzátoru a smyčka 2 pro případ využití kondenzačního tepla ve spotřebiči tepla. CH. je chladicí zařízení (vzduchový kondenzátor, chladicí věž...). Schéma z obr. se využívá například v teplárnách, kde je přes zimu zajištěn odběr tepla. V letním provozu pára kondenzuje v chladiči.

- Odběrové

- Z turbíny je část páry odebírána po částečné expanzi. Na turbíně může být odběrů i více. Toto lze využít například jako regeneraci tepla v R-C oběhu. Párou z odběru je a kondenzačním teplem je předehřáta napájecí voda. Všechny části turbíny jsou navrženy na jmenovitý průtok páry. Čili stupně za parním odběrem jsou navrženy na menší průtok páry než předcházející stupně. Pokud tedy klesne odběr páry, dojde ke snížení výkonu turbíny. Dále je možný návrh turbíny na konstantní průtok, toto je nákladnější varianta, a pokud nedochází k častým výpadkům i nevhodné řešení.



Obrázek 18 Parní turbína s jedním neregulovaným (vpravo) a jedním regulovaným (vlevo) odběrem.

Odběry se používají v případech, kdy potřebujeme páru o vyšším tlaku než je pára na konci turbíny. Použití neregulovaných odběrů je převážně u elektrárenských turbín. Neregulované odběry se používají nejčastěji tam, kde je potřeba množství odebírané páry regulovat.

Dle počtu stupňů:

- Jednostupňové
- Vícestupňové

Dle počtu těles:

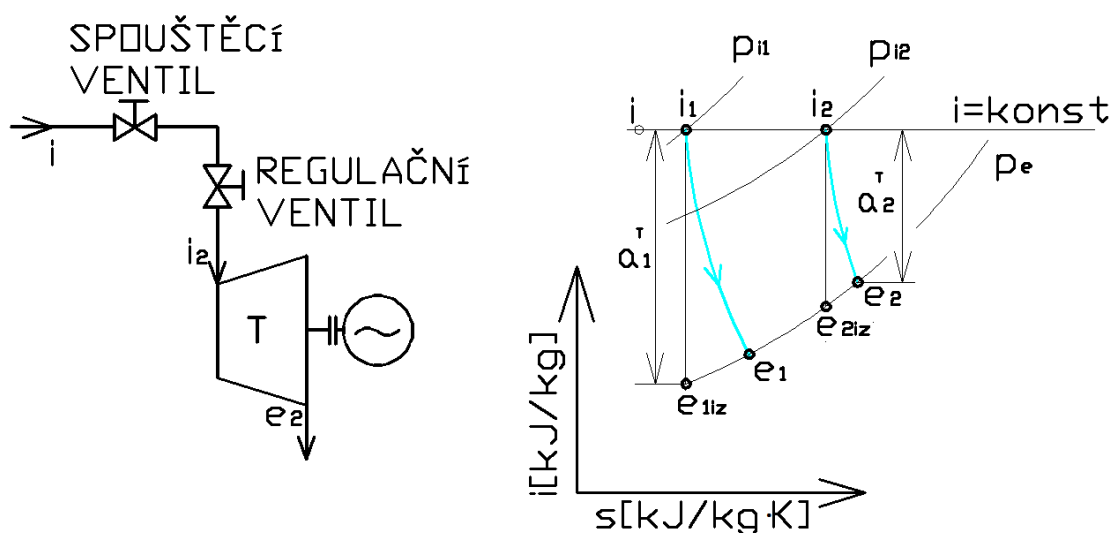
- Jednotělesové
- Vícetělešové

## 2.5 Regulace parních turbín

### Škrcením páry

Škrcení páry na vstupu je základní způsob regulace množství páry. Pára je přiváděna do turbíny jedním nebo více regulačními ventily současně. Při plném otevření regulačního ventilu je tlak před turbínou roven tlaku před regulačním ventilem. Jakmile se regulační ventil začne uzavírat tak dochází ke škrzení izoentropické expanze před parní turbínou. Dojde ke snížení tlaku, tlak na konci turbíny se nemění. Díky tomuto klesá měrná práce parní turbíny. Tento způsob regulace je značně nevhodný, protože dochází zároveň ke snížení izoentropické účinnosti turbíny.

Škrcení páry se využívá převážně u menších parních turbín. Další využití pro tento způsob regulace se nachází tam, kde se předpokládá, že turbína pojede stále na stejném výkonu. Příkladem jsou například jaderné elektrárny. Pro škrzení je užito jednosedlového, dvousedlového nebo ventilu s difuzorem.



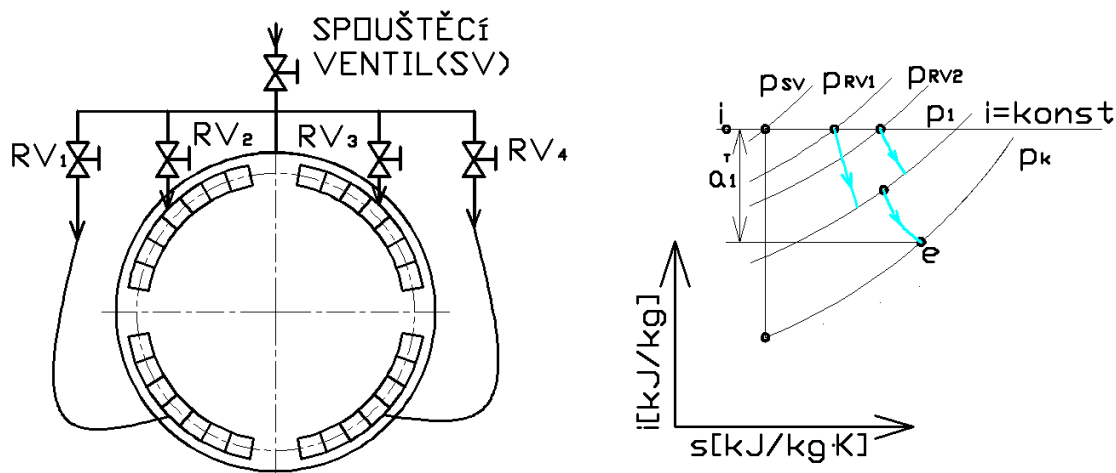
Obrázek 19 Regulace parních turbín škrcením páry.

### Skupinové regulace

Při skupinové regulaci je dosahováno větší účinnosti proti škrzení. První stupeň má rozdělené statorové lopatky do několika skupin. Skupiny jsou od sebe oddělené. Všechny skupiny dýz mají své vlastní regulační ventily. Průtok je regulován otevíráním regulačních ventilů, aby bylo škrzení pouze na jednom regulačním ventilu.



Za přivřeným regulačním ventilem je nižší tlak než za plně otevřeným ventilem. Díky tomuto je i rychlost páry na výstupu z dýz, které mají předřazený přivřený regulační ventil, nižší. Dle konstrukce turbíny se volí uzavírání regulačních ventilů tak, aby nerovnoměrnost zatížení byla co nejmenší. Při tomto vznikají ztráty parciálním ostřikem, nerovnoměrné zatížení ložisek.



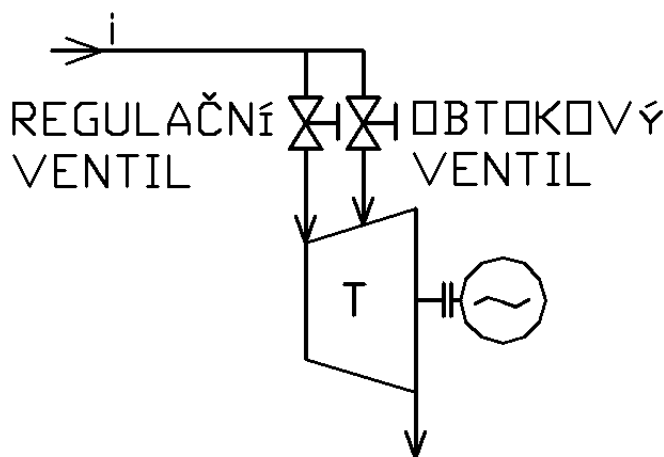
Obrázek 20 Skupinová regulace.

### Klouzavými parametry páry

Regulace parní turbíny je možná jak změnou parametrů na vstupu tak i na výstupu. Tento způsob regulace se provádí změnou tlaku v kotli napájecím čerpadlem. Parní turbína je navržena na maximální výkon kotle a následně regulována dle potřeby. Nevýhodou této regulace je, že se změnou parametrů páry se mění i tepelná účinnost celého oběhu.

### Obtokem páry

Tento způsob regulace je užit tam, kde je požadováno krátkodobé přetížení turbíny. Poslední stupně parní turbíny jsou navrženy pro větší průtok, než je jmenovitý. Pokud je požadován nárůst výkonu turbíny, je druhým vstupem páry do turbíny přivedeno další množství páry. Sekundární přívod páry má vlastní regulační ventil, který je před stupni navrženými na vyšší parametry.



Obrázek 21 Regulace obtokem páry.

### 3 Zadání diplomové práce

Navrhněte vysokootáčkovou turbínu s integrovanou převodovkou a oddělitelným kondenzačním modulem pro následující parametry:

	označení	hodnoty	jednotka
<b>Tlak páry na vstupu do turbíny</b>	pvt	3	MPa
<b>Teplota páry na vstupu do turbíny</b>	tv	450	°C
<b>Tlak v kondenzátoru</b>	pk	0,01	MPa
<b>Hmotnostní průtok páry</b>	mp	27	t/hod

*Tabulka 3-1Zadané parametry.*

Cíle diplomové práce:

- Zpracujte termodynamický výpočet.
- Nakreslete řezy jednotlivými moduly a dispoziční uspořádání turbíny s generátorem.
- Turbínu navrhněte odděleně s vysokotlakovým a odpojitelým kondenzačním modulem.

Charakteristika problematiky úkolu:

Proved'te návrh rychloběžné parní turbíny. S rostoucími cenami paliv a energie a se zvyšujícími se tlaky na ochranu životního prostředí, se zvyšuje tlak na využívání obnovitelných zdrojů energie a dokonalejší využívání zdrojů stávajících. Nejedná se pouze o zařízení velkých výkonů, ale tento trend se promítá i do zařízení výkonů menších. V oblasti parních turbin se tyto vlivy promítají na zvyšujícím se počtu poptávek po strojích menšího výkonu.

Rozbor zadání:

Výpočet zahrnuje kompletní termodynamický návrh turbíny.

### 3.1 Výpočet

Zadané parametry:

	označení	hodnoty	jednotka
Tlak páry na vstupu do turbíny	$p_{in}$	30	Bar
Teplota páry na vstupu do turbíny	$t_{in}$	450	°C
Tlak v kondenzátoru	$p_k$	0,1	Bar
Hmotnostní průtok páry	$m_{in}$	27	t/hod

Tabulka 3-2 Zadané parametry.

Zvolené parametry:

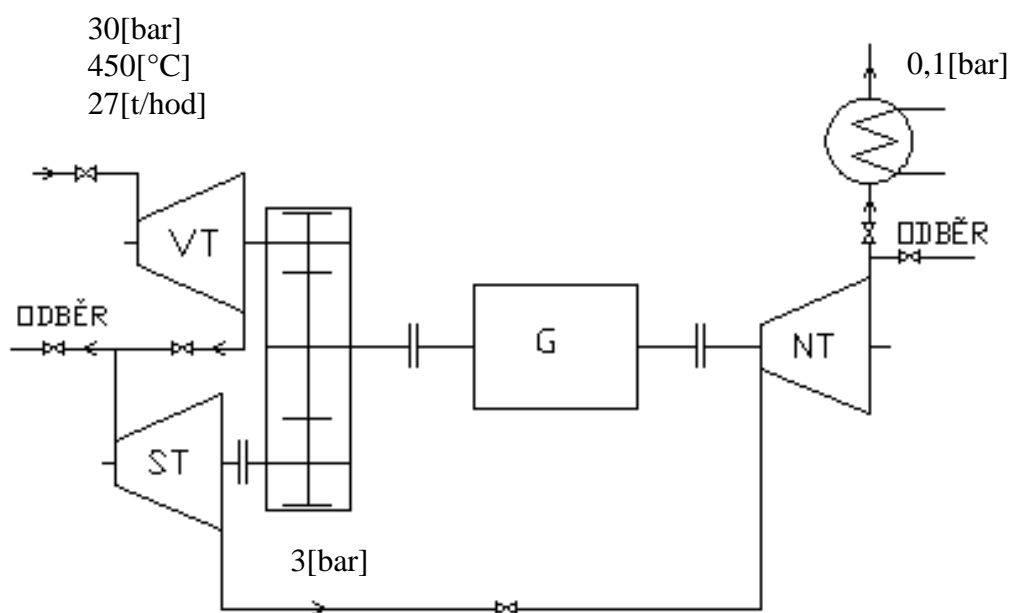
	označení	hodnota	jednotka
Dělicí tlak za ST dílem	$p_{out}$	3	bar

Pro výpočet parní turbíny bylo užito programu X-Steam. Jedná se o parní Tabulky, které je možné propojit s výpočtem turbíny v programu Excel.

Název:	Značka:	Jednotka:
Tlak	$p$	bar
Teplota	$t$	°C
Měrný objem	$v$	$m^3/kg$
Entalpie	$i$	$kJ/kg$
Entropie	$s$	$kJ/kg.K$

Tabulka 3-3 Použité veličiny v parních tabulkách X-Steam.

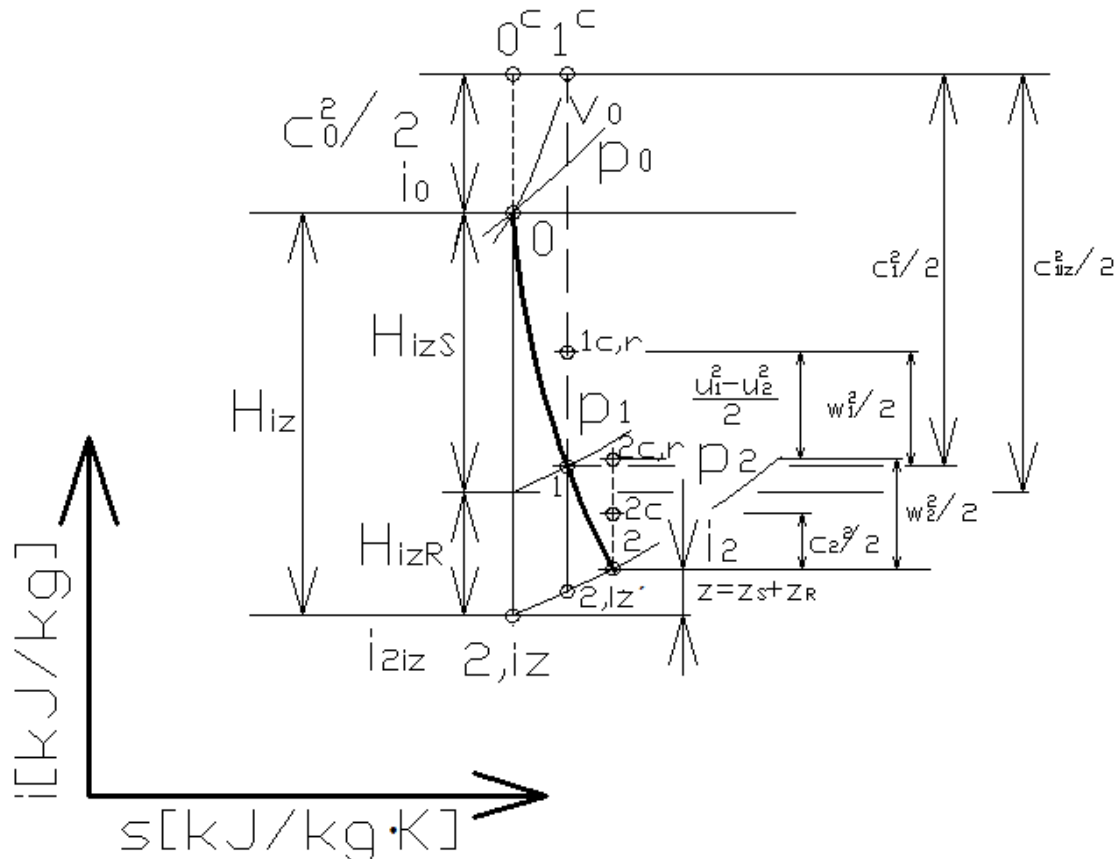
Schéma zapojení:



Obrázek 22 Zapojení jednotlivých modulů.

## 4 Výpočet VT dílu:

VT díl je navržen jako radiální (centripetální) turbína s axiálním výstupem páry. Jedná se o jednostupňovou parní turbínu s vysokými otáčkami. Díky této koncepci parní turbína dosahuje poměrně velké účinnosti a zpracuje také vyšší spád. Tlak pracovní látky před statorovou lopatkovou řadou klesne o tlakovou ztrátu v příváděcím potrubí. Pro vstupní tlak a statickou entalpii se určí zbylé stavové veličiny.



Obrázek 23 Expanze pracovní látky v radiálním stupni.

Statická entalpie pracovní látky na vstupu do radiálního stupně:

$$i_0 = i_{0c} - \frac{c_0^2}{2}$$

Tlak pracovní látky před první statorovou lopatkou:

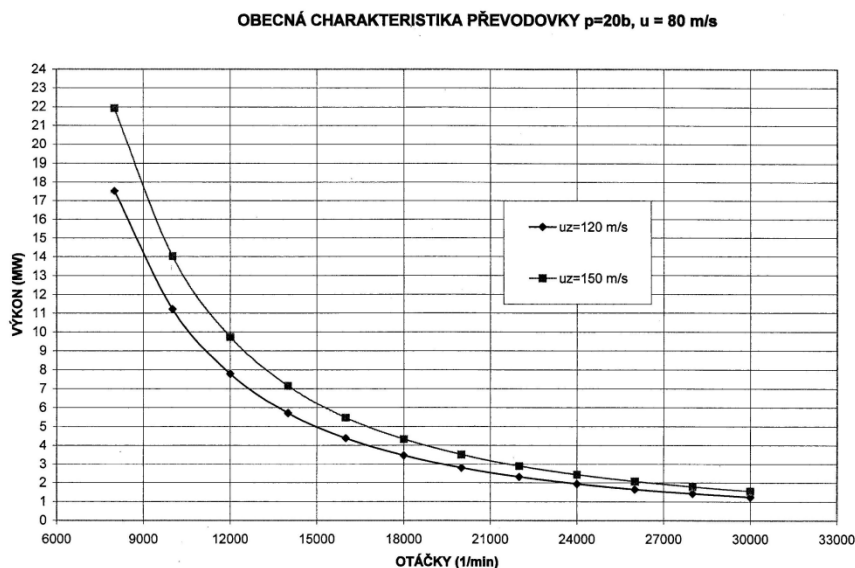
$$p_{VTin} = 0,97 \cdot p_0 = 29,1[bar]$$

Tlaková ztráta v přívodním potrubí:

$$\Delta p_{in} = p_0 - p_{VTin} = 0,9[bar]$$

### 4.1 Volba otáček:

Otáčky byly zvoleny dle předběžného výpočtu výkonu a následně zkorigovány dle konstrukčních požadavků na návrh turbíny.



Obrázek 24 Obecná charakteristika převodovky.

### Účinnost parní turbíny:

Zvolena odhadem  $\eta=0,84$

Izoentropický spád	Hiz	178,7	KJ/kg
--------------------	-----	-------	-------

### Předběžný vnitřní výkon VT dílu:

$$P_i = m_p \cdot H_{iz} \cdot \eta$$

Předběžný vnitřní výkon PT	Pi	1,1	MW
----------------------------	----	-----	----

### Po korekci zvolené otáčky VT dílu:

Otáčky	$n^{VI}$	333,3	ot/s
--------	----------	-------	------

Vzhledem k malému výkonu turbíny a s ohledem na pevnostní požadavky jsou zvoleny výše uvedené otáčky. Výkon VT dílu a ST dílu je souběžně přenášen převodovkou na generátor. Užití převodovky dle schématu umožňuje volbu různých otáček pro VT díl a ST díl a tím i optimalizaci jednotlivých provedení pro horní parametry otáček u každého.

Otáčky středotlaké části jsou voleny:

Otáčky	$n^{SI}$	200	ot/s
--------	----------	-----	------

### Volba hodnot z doporučených rozmezí:

Rychlostní poměr:

$$x = \frac{u}{c_{iz}} = 0,46[-]$$

Obvodová rychlost:

$$u_{max} = 280 \text{ voleno } 275 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová rychlost by neměla překročit 280m/s. S rostoucí rychlostí narůstá ohybové namáhání a při překročení je nutné použití lopatek s větší pevností.

Izoentropický spád na radiální stupeň:

$$H_{iz}^{RADST} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{u_1}{x} \right)^2 = 178,7 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Izoentropická spád na stupeň je celkový spád zpracovaný ve statoru a rotoru. K určení jednotlivých spádů slouží stupeň reakce.

Stupeň reakce:

$$\rho = 0,1[-]$$

Izoentropický tepelný spád zpracovaný ve statoru:

$$H_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot H_{iz}^{RADST} = 160,8 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Izoentropický tepelný spád zpracovaný v rotoru:

$$H_{iz}^R = \rho \cdot H_{iz}^{RADST} = 17,9 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Tlak za rozváděcí lopatkovou řadou:

$$i_{1iz} = i_0 - H_{iz}^S = 3183,13 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Pro tuto entalpii určí tlak  $p_1$ .

$$p_1 = 17,08[bar]$$

Tlakový poměr:

$$\pi = \frac{p_1}{p_0} = 0,59[-]$$

$$\pi_{krit} = 0,546[-]$$

$$\pi > \pi_{krit}$$

Tlakový poměr je větší než kritický, nedochází tedy ke kritickému proudění.

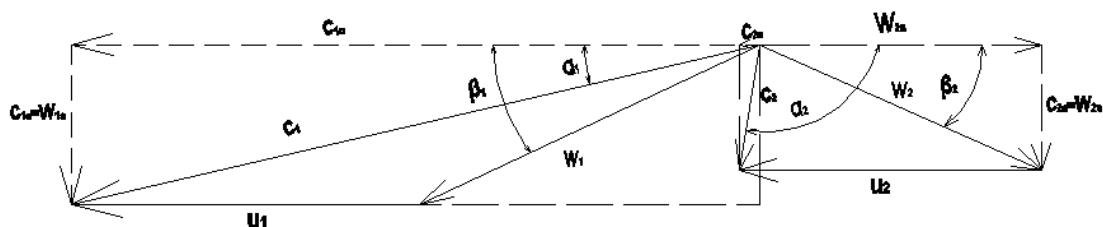
Tlak za oběžnou lopatkou:

$$i_{2iz} = i_0 - H_{iz}^{RADST} = 3165,26 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Pro tuto entalpii určí tlak  $p_2$ .

$$p_2 = 16,05[bar]$$

## 4.2 Vstupní rychlostní trojúhelník:



Obrázek 25 Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky s označenými složkami rychlostí a s označením úhlů pro radiální stupeň.

Vstupní úhel z rozváděcí lopatkové mříže:

$$\alpha_1 = 13[^\circ]$$

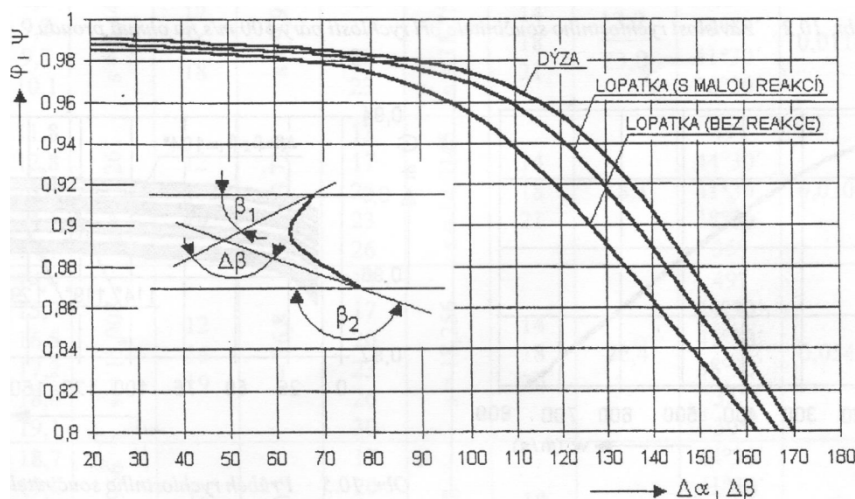
Ohnutí proudu:

$$\Delta \alpha = 90 - \alpha_1 = 77[^\circ]$$

Rychlostní součinitel:

Určen z grafu závislosti rychlostního součinitele na ohnutí proudu.

$$\varphi = 0,98[-]$$



Obrázek 26 Závislost rychlostního součinitele na ohnutí proudu [1]

Absolutní rychlost páry na výstupu z dýž:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot H_{is}^{RADST} + c_0^2} = 570,53 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýž:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 559,12 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Relativní rychlost na výstupu z dýž:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} = 297,66 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 544,79 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 125,77 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka relativní rychlosti:

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 = 269,79 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z dýž:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = 24,99[^\circ]$$

Energetická ztráta v rozváděcí lopatkové mříži:

$$z_s = \frac{c_{1iz}^2}{2} - (1 - \varphi^2) = 6,45 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Stav pracovní látky na výstupu z rozváděcí lopatkové mříže:

$$i_1 = i_0 - H_{iz}^S + z_s = 3189,57 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Entalpie	i1	3189,57	kJ/kg
Tlak	p1	17,47	bar
Měrný objem	v1	0,166	m <sup>3</sup> /kg
Teplota	t1	371,25	°C
Entropie	s1	7,10	kJ/kg.K

Rychlost zvuku na výstupu z rozváděcí lopatkové mříže:

Poissonova konstanta:  $\kappa = 1,3$

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_1} = 613,18 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Machovo číslo na výstupu z rozváděcí lopatkové mříže:

$$M_{c1} = \frac{c_1}{a_1} = 0,91[-]$$

Machovo číslo je menší než 1, nedojde tedy ke kritickému proudění.

### 4.3 Výstupní rychlostní trojúhelník:

Výstupní úhel relativní rychlosti z oběžného kola:

$$\beta_2 = 24[^\circ]$$

Ohnutí proudu:

$$\Delta \beta = (180 - \beta_2) - \beta_1 = 131[^\circ]$$

Určen z grafu závislosti rychlostního součinitele na ohnutí proudu.

$$\psi = 0,92[-]$$

Obvodová rychlost na výstupu z oběžného kola:

$$u_2 = \psi \cdot u_1 = 253 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Provedena korekce z hlediska geometrie.

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n = 233,75 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Nábojový poměr:

$$\mu = \frac{D_2}{D_1} = \frac{u_2}{u_1} = 0,93[-]$$

Provedena korekce z hlediska geometrie.

$$\mu = 0,85[-]$$

Relativní rychlost páry na výstupu z oběžného kola při iz. expanzi:

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot H_{is}^{RADST} + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2} = 260,102 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z oběžného kola:

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi = 239,29 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 218,606 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola:

$$w_{2a} = c_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 97,33 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola:



$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2} = 98,5 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti:

$$c_{2u} = w_{2u} - u_2 = -15,14 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola:

$$\alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2} = 98,84[^\circ]$$

Energetická ztráta v oběžné lopatkové mříži:

$$z_R = \frac{w_{2iz}^2}{2} - (1 - \psi^2) = 5,2 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Stav pracovní látky na výstupu z oběžné lopatkové mříže:

$$i_2 = i_1 - H_{iz}^R + z_R = 3176,9 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Entalpie	i2	3176,899	kJ/kg
Tlak	p2	16,049	bar
Měrný objem	v2	0,178	m3/kg
Teplota	t2	364,22	°C
Entropie	s2	7,12	kJ/kg.K

Rychlost zvuku na výstupu z oběžné lopatkové mříže:

Poissonova konstanta:  $\kappa = 1,3$

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_2} = 610,19 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Machovo číslo na výstupu z rozváděcí lopatkové mříže:

$$M_{w2} = \frac{w_2}{a_2} = 0,4[-]$$

Machovo číslo je menší než 1, nedojde tedy ke kritickému proudění.

#### 4.4 Rozměry radiálního stupně:

Průměr na vstupu do rotorové lopatkové řady:

$$D_1 = \frac{u_1}{\pi \cdot n} = 0,263[m]$$

Průměr na výstupu z rotorové lopatkové řady:

$$D_2 = \mu \cdot D_1 = 0,223[m]$$

Průměr na výstupu ze statorové lopatkové řady:

$$D_0 = D_1 + 0,01 = 0,273[m]$$

Délka rozváděcí lopatky:

$$l_0 = \frac{\dot{M}p \cdot v_1}{\pi \cdot D_0 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = 0,012[m]$$

Délka oběžné lopatky:

$$l_1 = l_0 + 0,002 = 0,014[m]$$

Délka oběžné lopatky na výstupu:

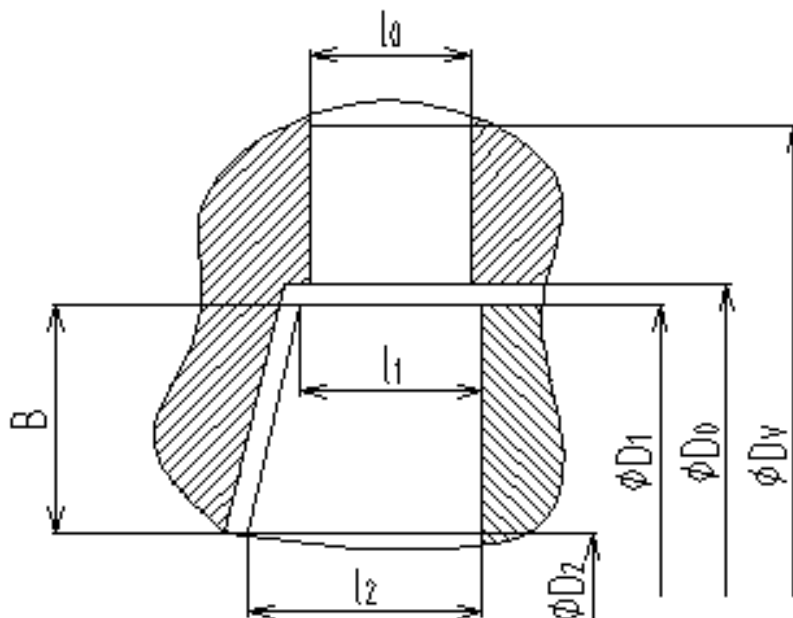
$$l_2 = \frac{\dot{M}p \cdot v_2}{\pi \cdot D_2 \cdot c_2 \cdot \sin \alpha_2} = 0,020[m]$$

Průměr na vstupu do statorové lopatkové řady:

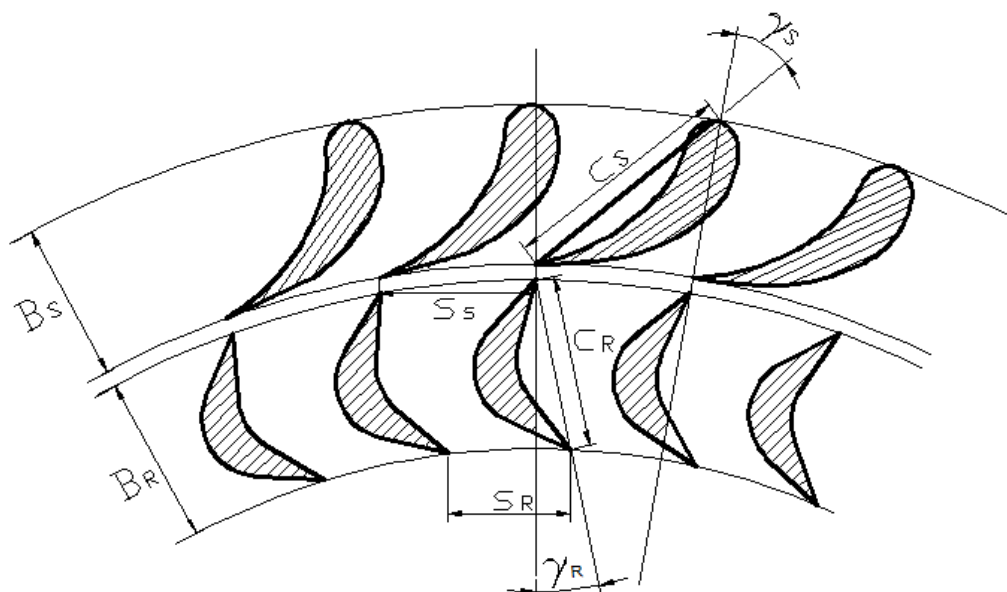
$$D_V = \frac{\dot{M} p \cdot v_0}{\pi \cdot l_0 \cdot c_0} = 0,357[m]$$

Proběhla kontrola, zda je  $\frac{l}{B} \cong 1$ . Následovala korekce poměru náboje  $\mu$ , průměru  $D_2$  a následný přepočet obvodové rychlosti a všech parametrů.

Po přepočtu:  $\frac{l}{B} = 0,990[-]$



Obrázek 27 Geometrie radiálního stupně.



Obrázek 28 Geometrie profilů lopatek radiálního stupně.

Šířka rozváděcí lopatkové řady:

$$B_S = \frac{D_V - D_0}{2} = 0,042[m]$$

Šířka oběžné lopatkové řady:

$$B_R = \frac{D_1 - D_2}{2} = 0,02[m]$$

Poměrná rozteč rozváděcí lopatkové řady:

$$\left(\frac{S}{C}\right)_S = 0,6[-]$$

Poměrná rozteč oběžné lopatkové řady:

$$\left(\frac{S}{C}\right)_R = 0,8[-]$$

Úhel nastavení profilu v mříži (stator):

$$\gamma_S = 32[^\circ]$$

Úhel nastavení profilu v mříži (rotor):

$$\gamma_R = 16[^\circ]$$

Délka tětiny profilu rozváděcí lopatkové řady:

$$c_S = \frac{B_S}{\cos\gamma_S} = 0,05[m]$$

Délka tětiny profilu oběžné lopatkové řady:

$$c_R = \frac{B_R}{\cos\gamma_R} = 0,02[m]$$

Rozteč rozváděcích lopatek:

$$s_S = c_S \cdot \left(\frac{S}{C}\right)_S = 0,03[m]$$

Rozteč oběžných lopatek:

$$s_R = c_R \cdot \left(\frac{S}{C}\right)_R = 0,016[m]$$

Počet rozváděcích lopatek:

$$z_S = \frac{\pi \cdot D_0}{s_S} = 28,7 \text{ zaokrouhleno na } 29 \text{ lopatek}$$

Počet oběžných lopatek:

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_2}{s_R} = 42,78 \text{ zaokrouhleno na } 43 \text{ lopatek}$$

### Obvodová účinnost radiálního stupně:

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = 4,85 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u^{RADST} = \frac{H_{iz}^{RADST} + \frac{c_0^2}{2} - z_S - z_R - z_c}{H_{iz}^{RADST} + \frac{c_0^2}{2}} = 0,91[-]$$

### Termodynamická účinnost radiálního stupně:

Poměrná ztráta ventilací:

$$\xi_t = 0,005[-]$$

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_k = 0,03[-]$$

Při srovnání s axiálním stupněm je tato ztráta u radiálního stupně menší.

Termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{tdi}^{RADST} = \eta_u^{RADST} - \xi_t - \xi_k = 0,87[-]$$

Entalpie pracovní látky na výstupu z radiálního stupně:

$$i_v = i_2 + (\xi_t + \xi_k) \cdot \left( H_{iz}^{RADST} + \frac{c_0^2}{2} \right) = 3183,22 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Vnitřní výkon radiálního stupně:

$$P_i^{RADST} = \dot{M} p \cdot \left[ \left( i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left( i_v + \frac{c_2^2}{2} \right) \right] = 1,18 [MW]$$

Skutečný tepelný spád:

$$H_i^{RADST} = \left( i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left( i_v + \frac{c_2^2}{2} \right) = 157,81 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Stav pracovní látky na výstupu z radiálního stupně:

Entalpie:

$$i_{vc} = i_v + \frac{c_2^2}{2} = 3188,072 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

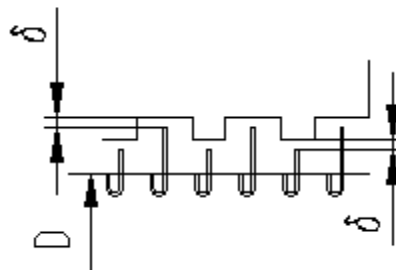
Entalpie	$i_{vc}$	3188,072	kJ/kg
Entropie	$s_v$	7,129	kJ/kg.K
Tlak	$p_{2c}$	16,321	bar
Objem	$v_{vc}$	0,177	m <sup>3</sup> /kg
Teplota	$t_{vc}$	369,585	°C

Tabulka 4-1 Parametry páry na výstupu z radiálního stupně.

## 5 Ucpávky parních turbín:

Ucpávky parních turbín slouží ke snížení ztrát způsobených únikem páry v mezeře mezi statickou a rotující částí turbíny. Ucpávek se dělí podle způsobu provedení na:

- Dotykové: Použití tohoto typu ucpávky je pro turbínu s danými parametry nepoužitelné. Vzhledem k velkým obvodovým rychlostem by bylo opotřebení značné a životnost nedostatečná.
- Bezdotykové: Výpočet je proveden pro bezdotykovou ucpávku. Nejčastěji používané řešení je ucpávka s pravým labyrintem. Nevýhodou daného provedení je trvalý průtok mezi bříty, který snižuje termodynamickou účinnost turbíny.



Obrázek 29 Schéma labyrintové ucpávky.

Pro návrh turbíny je volena ucpávka s nepravým labyrintem. Vzhledem ke složitějšímu řešení ucpávek radiální turbíny je nutné provést výpočet postupně pro jednotlivé průtočné plochy na daných průměrech. K výpočtu je užito následujících rovnic.

Tlakový poměr před a za ucpávkou:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} [-]$$

Radiální vůle mezi břity a tělesem statoru:

$$\delta = B \cdot \frac{d}{1000} + 0,25 [mm]$$

B – materiálová konstanta 0,85 pro feritickou ocel

d – průměr, na kterém jsou umístěny ucpávky

Pro výpočet je bráno, že na posledním břitu ucpávky dochází ke kritickému proudění. Je tedy užito vztahu:

$$\pi \leq \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} [-]$$

z – počet břítů

Hmotnostní průtok:

$$M = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_1}{p_2} \left[ \frac{kg}{s} \right]}$$

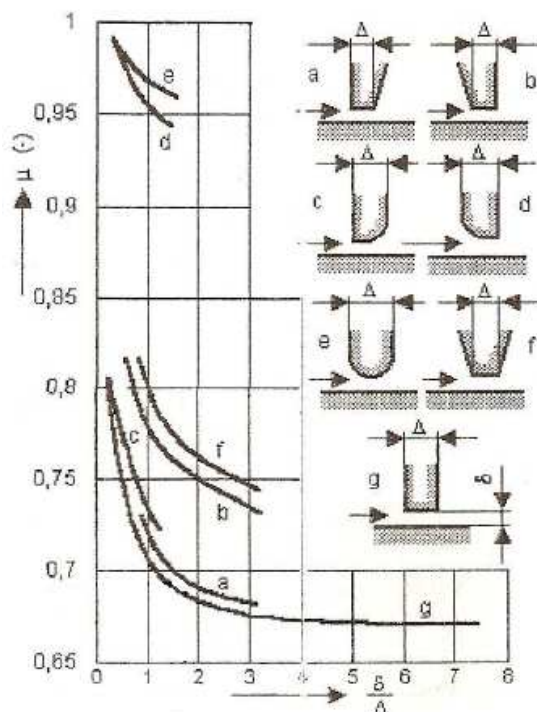
$\mu$  – průtokový součinitel

S – průtočný průřez ucpávky ( $S = \pi \cdot d \cdot \delta$ )

$p_1$  – tlak páry před ucpávkou [Pa]

z – počet břítů

$v_1$  – měrný objem páry před ucpávkou [ $m^3/kg$ ]



Obrázek 30 Průtokový součinitel ucpávek [1]

Voleno provedení břitu a. Šířka břitu  $\Delta = 0,3 [mm]$

Tlak před prvním břitem ucpávky	$p_1$	29,1	bar
Tlak za posledním břitem ucpávky	$p_4$	1,15	bar
Konstanta	B	0,85	-
Šířka břitu	$\Delta_{1,2,3}$	0,30	mm
Počet břítů	$z_1$	4	-
Počet břítů	$z_2$	4	-
Počet břítů	$z_3$	11	-
Radiální vůle	$\delta_1$	0,42	mm
Radiální vůle	$\delta_2$	0,40	mm
Radiální vůle	$\delta_3$	0,30	mm
Poměr šířky břitu k radiální vůli	$\delta_1/\Delta$	1,40	-
Poměr šířky břitu k radiální vůli	$\delta_2/\Delta$	1,32	-
Poměr šířky břitu k radiální vůli	$\delta_3/\Delta$	0,99	-
Průtokový součinitel	$\mu_1$	0,69	-
Průtokový součinitel	$\mu_2$	0,695	-
Průtokový součinitel	$\mu_3$	0,7	-
Průměr, na kterém jsou umístěny ucpávky	$d_1$	200	mm
Průměr, na kterém jsou umístěny ucpávky	$d_2$	172	mm
Průměr, na kterém jsou umístěny ucpávky	$d_3$	56	mm
Hmotnostní tok ucpávkou	M	0,04	kg/s

Tabulka 5-1 Ztráty ucpávkou.

Únik páry ucpávkou je zohledněn ve výpočtu.

## 6 Výpočet ST dílu:

Vstupující parametry páry do ST dílu vychází z výstupních parametrů páry z vysokotlaké části snižených o ztráty v přívodním potrubí. Ohraničeným výstupním parametrem je tlak  $p_{out}$ . Tlak vystupující z turbíny je zvýšen o tlakovou ztrátu ve výstupním potrubí.

### 6.1 Předběžný výpočet ST dílu:

Tlak pracovní látky před první statorovou lopatkou:

$$p_{0c} = 0,97 \cdot p_{2c} = 15,83[bar]$$

Tlaková ztráta v přívodním potrubí:

$$\Delta p_{in} = p_0 - p_{0c} = 0,49[bar]$$

Tlak pracovní látky za poslední rotorovou lopatkou:

$$p_2 = \frac{p_{out}}{0,97} = 3,16[bar]$$

Tlaková ztráta ve výstupním potrubí:

$$\Delta p_{out} = p_2 - p_{out} = 0,16[bar]$$

Měrná entropie páry na vstupu do turbíny:

$$s_{0c} = 7,14 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Entalpie páry v bodě  $2_{iz}$ :

$$i_{2iz} = 2799,23 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Entalpie páry v bodě 0<sub>iz</sub>:

$$i_{0iz} = 2789,07 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Pokles spádu vlivem škrcení v přívodním ústrojí:

$$H_{in} = i_{0iz} - i_{outiz} = 8,84 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Pokles spádu vlivem škrcení ve výstupním ústrojí:

$$H_{out} = i_{2iz} - i_{0iz} = 10,16 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Izoentropický spád na ST díl:

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^c - H_{in} - H_{out} = 386,578 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

**Volba otáček:**

Odhadovaný výkon ST části na převodovku:

$$P_{odhad} = \eta_{teor} \cdot H_{iz}^c \cdot \dot{M} = 2,58 [MW]$$

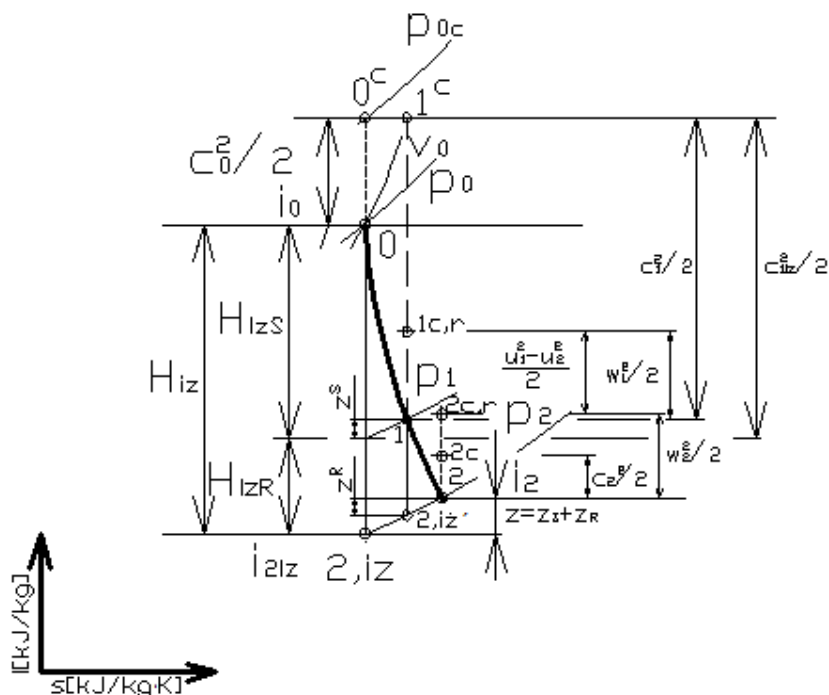
Odhadem zvolená účinnost turbíny:

$$\eta_{teor} = 0,86 [-]$$

Vzhledem k navazujícímu výpočtu a konstrukčním podmínkám, jsou voleny otáčky  $n_{ST}=12000 \text{ ot/min}$ . Díky zvolené koncepci mohou být různé otáčky VT a ST dílu.

## 6.2 Návrh regulačního stupně:

Regulační stupeň je volen v provedení radiálně-axiální (centripetální) turbíny. Pára vstupuje do regulačního stupně radiálně a vystupuje v axiálním směru kde dále pokračuje na stupňovou část. Pro výpočet je užito programu Excel, ve kterém je výpočet naprogramován.



Obrázek 31 Expanze v radiálně-axiálním stupni.

### Volba hodnot z doporučených rozmezí:

Rychlostní poměr:

$$x = \frac{u}{c_{iz}} = 0,6 \text{ až } 0,65 [-]$$

Obvodová rychlost:

$$u_{max} = 280 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Absolutní rychlost páry na vstupu do dýz:

$$c_0 = 30 \text{ až } 50 [m/s] \Rightarrow \text{tato rychlost je vzhledem k obvodové zanedbatelná}$$

Stupeň reakce:

$$\rho = 0,49 [-]$$

Izoentropická rychlost na stupeň:

$$c_{iz} = \frac{u}{x} = 412,7 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Izoentropický spád na stupeň:

$$H_{iz}^{ST} = \frac{c_{iz}^2}{2000} = 113,38 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Izoentropický spád na stator:

$$H_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot H_{iz}^{ST} = 57,82 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Izoentropický spád na rotor:

$$H_{iz}^R = \rho \cdot H_{iz}^{ST} = 55,56 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Otáčky	n	12000	ot/min
Obvodová rychlost	u	300,000	m/s
Rychlostní poměr	X	0,63	-
Izoentropická rychlost na stupeň	$c_{iz}$	50	m/s
Izoentropický spád na stupeň	$H_{iz}^{ST}$	476,190	kJ/kg

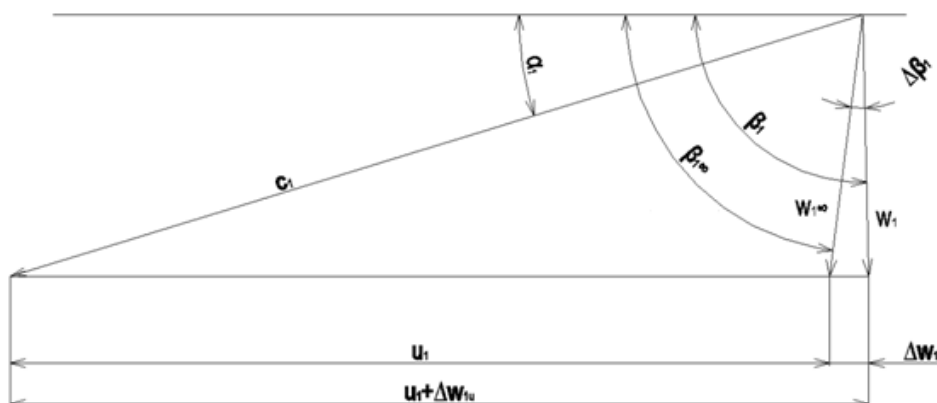


Stupeň reakce	$\rho$	113,379	-
Izoentalpický spád na stator	$H_{iz}^S$	0,490	kJ/kg
Izoentalpický spád na rotor	$H_{iz}^R$	57,823	kJ/kg

Tabulka 6-1 Návrh reg. stupně.

### 6.3 Vstupní rychlostní trojúhelník:

Vstup páry do oběžného je navržen přibližně radiální. Vlivem vzniku relativního víru v mezilopátkovém kanále se vstupní úhel změní o  $\Delta\beta_1$ . Tato změna je nazývána skluzem.



Obrázek 32 Vstupní rychlostní trojúhelník s vlivem skluzu.

**Volba hodnot z doporučených rozmezí:**

Vstupní úhel z rozváděcí mříže	$\alpha_1$	17	°
Rychlostní součinitel stator	$\varphi$	0,96	-
Počet lopatek oběžného kola	$z$	20	-

Tabulka 6-2 Zvolené hodnoty.

Teoretická absolutní rychlost páry na výstupu z dýz:

$$c_{1iz} = \sqrt{2000 \cdot H_{is}^S} = 340,1 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýz:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 326,5 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru (bez skluzu):

$$w_{1\infty} = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} = 96,2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 312,2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Radiální složka absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{1r} = w_{1r} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 95,5 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka relativní rychlosti (bez skluzu):

$$w_{1u\infty} = c_{1u} - u = 12,2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Vstupní úhel proudu páry do rotoru (bez skluzu):

$$\beta_{1\infty} = \arccos \frac{w_{1u\infty}}{w_{1\infty}} = 82,72[^\circ]$$

Skluz:

$$\Delta\beta_1 = \arctg \frac{\pi \cdot u}{z \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1} = 8,58[^\circ]$$

Efektivní vstupní úhel proudu páry do rotoru (se skluzem):

$$\beta_1 = \Delta\beta_1 + \beta_{1\infty} = 91,5[^\circ]$$

Efektivní relativní rychlost na vstupu do rotoru (se skluzem):

$$w_1 = \frac{c_{1r}}{\cos(\beta_1 - \beta_{1\infty})} = 96,53 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Efektivní obvodová rychlost (se skluzem):

$$u + w_{1u\infty} = 312,2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Efektivní obvodová složka relativní rychlosti (se skluzem):

$$w_{1u} = w_1 \cdot \sin(\beta_1 - 90) = 2,19 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

### Výpočet parametrů páry za statorovým lopatkováním

Výpočet slouží ke stanovení délky statorových a rotorových lopatek. Vychází ze stanovení ztrát ve statoru a následném dopočítání parametrů pomocí programu X-steam.

Ztráta ve statoru:

$$z^s = H_{iz}^s \cdot (1 - \varphi^2) = 4,53 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Parametry páry:

Měrná entalpie páry za statorem:

$$i_1 = 3134,78 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Tlak páry za statorem:

$$p_1 = 12,86[bar]$$

Měrná entropie páry za statorem:

$$s_1 = 7,15 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Měrný objem páry za statorem:

$$v_1 = 0,215 \left[ \frac{m^3}{kg} \right]$$

### Výpočet parametrů páry za regulačním stupněm

Pro výpočet parametrů páry byla odhadnuta vnitřní termodynamická účinnost stupně (bez ztráty výstupní rychlostí). Po stanovení rozměrů kola byla účinnost přepočtena a upraveny výstupní parametry páry ze stupně.

Odhadovaná vnitřní TD účinnost reg. Stupně:

$$\eta_{tdi} \cong 0,86[-]$$

Parametry páry:

Měrná entalpie páry za stupněm:

$$i_2 = 3090,56 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Tlak páry za stupněm:

$$p_2 = 11,46[bar]$$

Měrná entropie páry za stupněm:

$$s_2 = 7,171 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

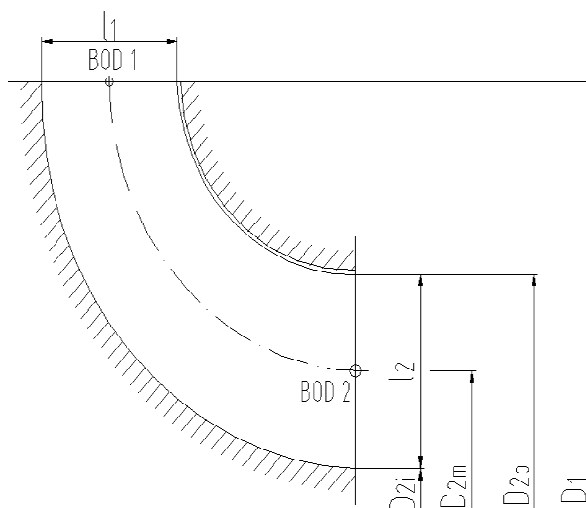
Měrný objem páry za stupněm:

$$v_2 = 0,255 \left[ \frac{m^3}{kg} \right]$$

Teplota páry za stupněm:

$$t_2 = 318,72[^\circ C]$$

**Rozměry oběžného kola**



Obrázek 33 Rozměry oběžného kola.

Volba hodnot z doporučených rozmezí:

Poměr průměrů na oběžném kole:

$$\frac{D_{2m}}{D_1} = 0,53 \text{ až } 0,67 \text{ voleno } 0,66$$

Délka lopatky na výstupu z oběžného kola:

$$l_2 = 0,025[m]$$

Vnější průměr oběžného kola:

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_{VT}$$

$$D_1 = \frac{u_1}{\pi \cdot n_{VT}} = 0,477[m]$$

Střední kvadratický průměr kola na výstupu páry:

$$\frac{D_{2m}}{D_1} = 0,66$$

$$D_{2m} = D_1 \cdot 0,66 = 0,315[m]$$

Patní průměr oběžného kola na výstupu páry:

$$D_{2m} = \sqrt{\frac{D_{2i}^2 + D_{2o}^2}{2}}$$

$$D_{2o} = 2 \cdot l_2 + D_{2i}$$

$$D_{2m} = \sqrt{\frac{D_{2i}^2 + (2 \cdot l_2 + D_{2i})^2}{2}}$$

$$2 \cdot D_{2m}^2 = D_{2i}^2 + (2 \cdot l_2 + D_{2i})^2$$

$$\text{řešením je kořen: } D_{2i} = \sqrt{D_{2m}^2 - l_2^2} - l_2 = 0,289[m]$$

Průměr na špičce lopatky oběžného kola na výstupu páry:

$$D_{2o} = 2 \cdot l_2 + D_{2i} = 0,339[m]$$

Kritický tlak pro přehřátou páru:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 8,64[bar]$$

$$p_2 = 10,464 > 8,64[bar] \text{ vyhovuje}$$

Pokud by byl tlak  $p_2$  menší než tlak kritický, docházelo by za stupněm ke kritickému proudění a bylo by nutné použít rozšířenou dýzu.

Tlakový poměr:

$$k = \frac{p_2}{p_0} = 0,661 < 0,8 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Ke kritickému proudění nedochází, není tedy nutné použít rozšířenou dýzu.

Délka vstupní hrany rozváděcí lopatky:

$$l_{opt} = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1r} \cdot \varepsilon} = 0,0111[m] \Rightarrow \text{volím } 0,012[m]$$

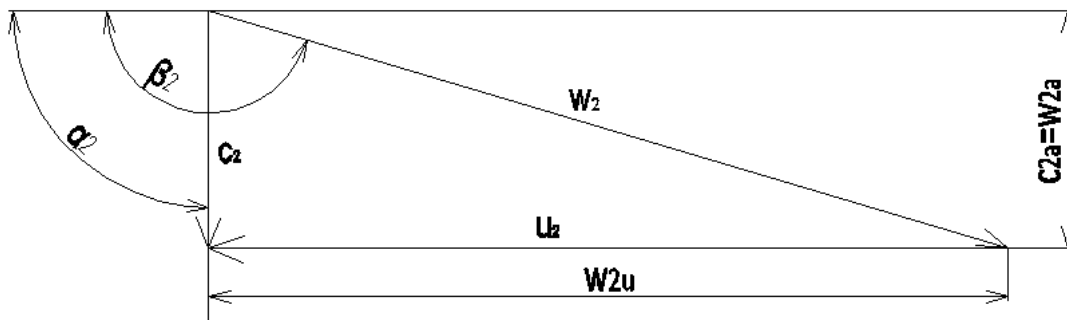
Délka vstupní oběžné lopatky:

$$l_1 = \Delta l + l_{opt} = 0,014[m]$$

Přesah lopatky  $\Delta l$  volen z rozmezí 1 až 3mm. Voleno  $\Delta l = 2[mm]$

## 6.4 Výstupní rychlostní trojúhelník

V důsledku snížení ztráty výstupní rychlosti na minimum je volena výstup páry přibližně osový. Unášivá složka rychlosti  $c_{2u}$  je přibližně nulová.



Obrázek 34 Výstupní rychlostní trojúhelník.

Volba hodnot z doporučených rozmezí:

Výstupní úhel absolutní rychlosti:

$$\alpha_2 = 90[^\circ]$$

Obvodová rychlost na středním kvadratickém průměru:

$$u_2 = \pi \cdot D_{2m} \cdot n_{VT} = 198 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Axiální složka absolutní rychlosti:

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D_{2m} \cdot l_2} = 76,34 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_2 = \frac{c_{2a}}{\cos(90 - \alpha_2)} = 76,34 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \sin(90 - \alpha_2) = 0 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$w_{2u} = c_{2u} + u_2 = 198 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \sqrt{c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2} = 1212,21 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Výstupní úhel relativní rychlosti:

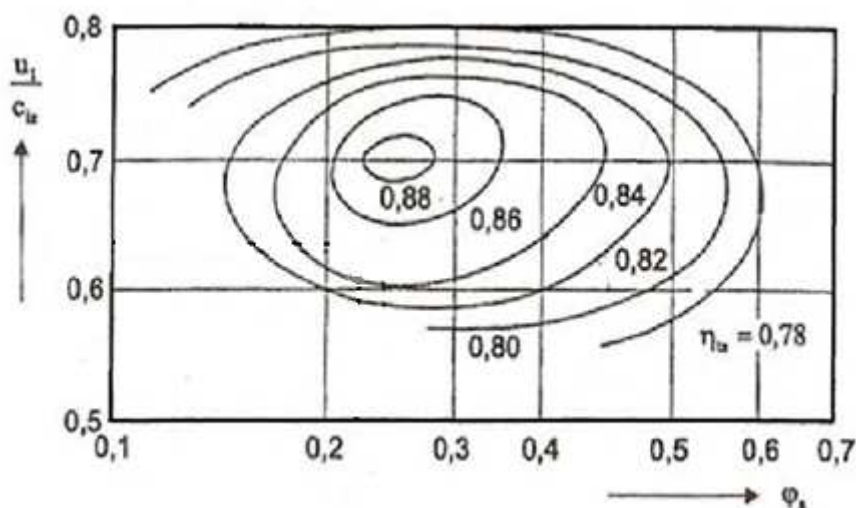
$$\beta_2 = \sin\left(\frac{w_{2u}}{w_2}\right) + 90 = 151,41[^\circ]$$

**Vnitřní TD účinnost regulačního stupně**

$$\frac{u_1}{c_{1z}} = 0,63[-]$$

Průtokový součinitel:

$$\varphi_a = \frac{c_{2a}}{u_1} = 0,254[-]$$



Obrázek 35 Závislost  $u_1/c_{1z}$  a  $\varphi_a$  na účinnosti.[1]

Vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{tdi} \cong 0,86[-]$$

Odhadem zvolená účinnost je stejná jako přepočtená, není tedy nutný přepočet.

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2000} = 2,91 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Skutečný entalpický spád na reg. stupeň:

$$H^{RS} = H_{iz}^{ST} \cdot \eta_{tdi} = 97,51 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o více stupňovou turbínu se ztráta výstupní rychlostí nepočítá do účinnosti stupně, využije se v následující stupňové části.

Výkon regulačního stupně ST dílu:

$$P^{regST} = H^{RS} \cdot \dot{m}_p = 0,722 [MW]$$

**Parametry páry na výstupu z regulačního stupně:**

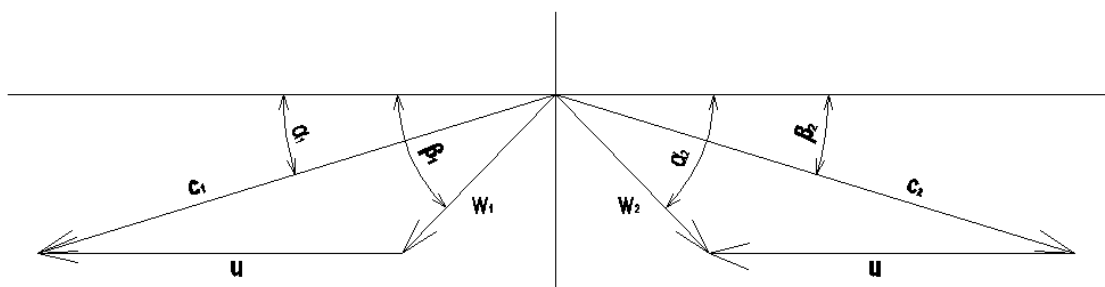
Měrná entalpie páry za stupněm	i2	3090,566	kJ/kg
Tlak páry za stupněm	p2	10,464	bar
Měrná entropie páry za stupněm	s2	7,171	kJ/kg.K
Měrný objem páry za stupněm	v2	0,255	m <sup>3</sup> /kg
Teplota páry za stupněm	t2	318,716	°C

Tabulka 6-3 Výstupní parametry z reg. stupně.

## 6.5 Výpočet stupňové části:

**Volba typu lopatkování:**

Volím lopatkování reakční (přetlakové). Se stupněm reakce  $\rho=0,5$ . Při tomto stupni reakce je stejný zpracovaný spád ve statorové a rotorové řadě lopatek.

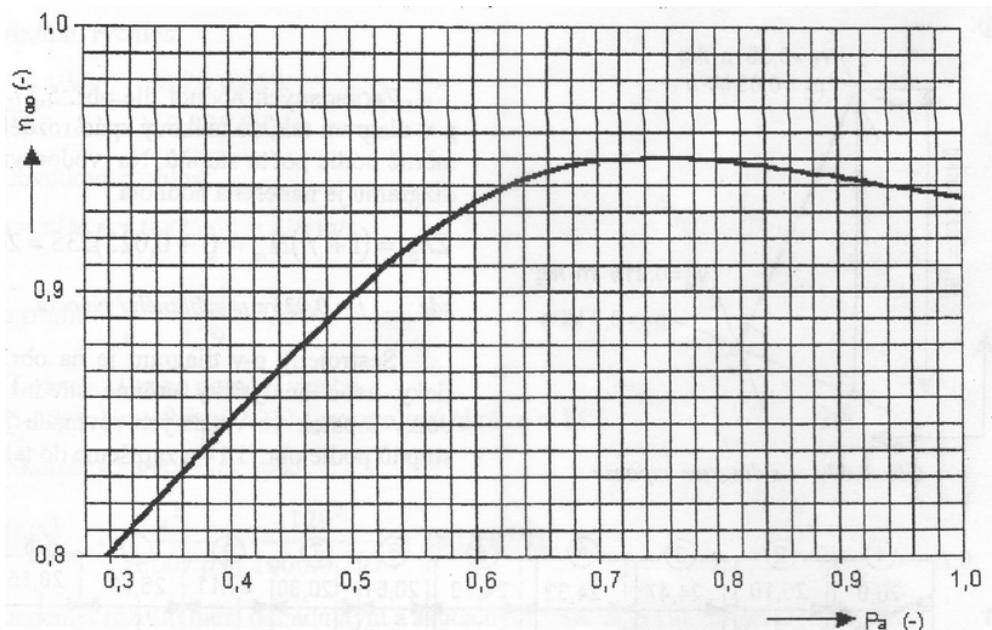


Obrázek 36 Rychlostní trojúhelník reakčního stupně  $\rho=0,5$

### Předběžný výpočet stupňové části:

Vstupní parametry co předběžného výpočtu jsou výstupními parametry páry z regulačního stupně.

Předběžný výpočet je postaven na volbě střední hodnoty Parsonsova čísla  $P_{as}$ . Hodnota Parsonsova čísla je volena z rozmezí 0,6 až 0,85. Turbína s nižší hodnotou Parsonsova čísla bude levnější konstrukce s nižším počtem stupňů. Spád zpracovaný ve stupni bude větší ovšem s nižší účinností. Kdežto turbína s vyšší hodnotou  $P_a$  bude dosahovat vyšší účinnosti a naroste počet stupňů. Nejvyšší účinnosti dosahuje turbína s  $P_a$  v rozmezí 0,7 až 0,8 viz obr. U přetlakového stupně nastane pokles  $P_a$  prvního a posledního stupně v rozmezí 5 až 10%. Tento pokles je zohledněn v předběžném výpočtu.[1]



Obrázek 37 Zavislost Parsonsova čísla na účinnosti přetlakového stupně.[1]

### Střední průměr a délka lopatky prvního stupně:

Střední hodnota Parsonsova čísla:

$$P_{as} = 0,74[-] \text{ voleno z doporučeného rozmezí}$$

Parsonsovo číslo prvního stupně:

$$P_{a1} = P_{as} \cdot 0,93 = 0,688[-]$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$\alpha_1 = 14[^\circ]$$

$$\text{Z diagramu: } \left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = 0,282[-]$$

Střední délka lopatky prvního stupně:

$$l_1 = 0,031[m]$$

Střední průměr lopatkování prvního stupně:

Vzhledem k tomu, že je nutné navázat na průtočný kanál je průměr  $D_1$  volen.

$$D_1 = 0,331[m]$$

Obvodová rychlost:

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = 207,9$$

Izoentropický spád na stupeň:

$$H_{iz1} = \frac{u_1^2}{P_{a1} \cdot 1000} [m/s]$$

Parsonsovo číslo posledního stupně:

$$P_{an} = P_{as} / 0,93 = 0,796[-]$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$\alpha_n = 15[^\circ]$$

$$\text{Z diagramu: } \left(\frac{c_a}{u}\right)_n = 0,282[-]$$

Volba účinnosti stupňové části:

$$\eta_{TDI}^{s\check{c}} = 0,89[-]$$

Entalpie koncového bodu expanze:

$$i_n = i_1 - (i_1 - i_{niz}) \cdot \eta_{TDI}^{s\check{c}} = 2825,35 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot k} \right]$$

Pro koncový tlak a entalpii je z tabulek zjištěn měrný objem.

Koncová entalpie	$i_n$	2825,35	kJ/kg.K
Koncový měrný objem	$v_n$	0,650	m <sup>3</sup> /kg
Koncový tlak	$p_n$	3,16	bar

Tabulka 6-4 koncový bod expanze.

Střední průměr lopatkování posledního stupně:

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{\dot{m} \cdot v_n}{\pi^2 n \cdot \left(\frac{ca}{u}\right)_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n}} = 0,411[m]$$

Poměr  $\left(\frac{l}{D}\right)_n$  by měl být menší než 1/8 až 1/10. Voleno 1/8.

Určení počtu stupňů:

Izoentropický spád na stupňovou část:

$$H_{iz}^{s\check{c}} = i_1 - i_{niz} = 298 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot k} \right]$$

Střední obvodová rychlost:

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_n}{2}\right) \cdot n = 232,95[m/s]$$

Počet stupňů:

$$z = \frac{P_{as} \cdot H_{iz}^{s\check{c}}}{u_s^2} = 4,06$$

Vzhledem k navazujícímu výpočtu byl zvolen počet stupňů 5.

## 6.6 Součinitel zpětného využití ztrát (Reheat Faktor):

Část tepla vznikajícího ze ztrát je u mnohastupňových turbín využita v následujícím stupni. Je to tedy poměr přírůstku spádu k celkovému izoentropickému spádu. [1]

$$f = \frac{\sum_{j=1}^z h_{izj} - H_{iz}^{s\check{c}}}{H_{iz}^{s\check{c}}} [-]$$

$h_{iz}$  - izoentropický spád na jednotlivý stupeň

$H_{iz}^{s\check{c}}$  - izoentropický spád na celou skupinu stupňů

$z$  - počet stupňů

Předběžný výpočet součinitele zpětného využití ztrát:

$$f = k \cdot (1 - \eta_{tdiodhad}^{s\check{c}}) \cdot \frac{H_{iz}^{s\check{c}} \cdot (z - 1)}{419 \cdot z} = 0,01252[-]$$

$\eta_{tdiodhad}^{s\check{c}}$  - odhadovaná vnitřní TD účinnost stupňové části

$z$  - odhadovaný počet stupňů ve stupňové části



$k$  – experimentální konstanta pro expanzi v přehřáté páře  $k=0,2[-]$

Radiální mezera prvního stupně

$$k_1 = \frac{D_1 + l_1}{1000} + t = 0,46[mm]$$

$t$  – výrobní tolerance voleno 0,1mm

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = 0,111[-]$$

Délka lopatky posledního stupně:

$$l_n = \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot D_n = 0,051[m]$$

Následuje výpočet hodnoty radiální vůle a poměrné ztráty radiální mezerou obdobně jako pro první stupeň.

Radiální vůle posledního stupně	$k_n$	0,00056	m
Poměrná ztráta radiální mezerou posledního stupně	$\xi_{kn}$	0,076	-
Poměrná ztráta radiální mezerou	$\xi_k$	0,0931	-

Tabulka 6-5 Ztráta radiální mezerou.

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = 0,0931[-]$$

Poměrná ztráta rozvějířením prvního stupně:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = 0,0088[-]$$

Poměrná ztráta rozvětřením posledního stupně:

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 = 0,0156[-]$$

Poměrná ztráta rozvětřením:

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} = 0,0122[-]$$

Ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_x = 0 \text{ turbína pracuje v oblasti suché páry}$$

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlostí:

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = 0,935[-]$$

$\eta_\infty$ -z obr. pro zvolenou střední hodnotu Pa.

### **Ztráta výstupní rychlostí:**

Stanovuje se pouze pro poslední stupeň. Protože u předchozích stupňů je vždy využita ve stupni následujícím.

Vzhledem k tomu že v předchozím výpočtu byla vnitřní účinnost volena, je nyní nutné přepočítat koncový bod expanze s vypočtenou vnitřní účinností.

Tlak pracovní látky za poslední rotorovou lopatkou ST dílu:

$$p_n = \frac{p_{out}}{0,97} = 3,16[bar]$$

Tlaková ztráta ve výstupním potrubí:

$$\Delta p_{out} = p_2 - p_{out} = 0,16[bar]$$

Koncový bod expanze:

$$i_n = i_1 - H_{iz}^{S\check{C}} \cdot \eta_i = 2811,9 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Pro vypočtenou entalpii a tlak v koncovém bodě expanze je určen měrný objem.

Koncový bod expanze			
Entalpie	$i_n$	2811,91	kJ/kg
Tlak	$p_n$	3,16	bar
Měrný objem	$v_n$	0,640	m <sup>3</sup> /kg
Entropie	$s_n$	7,172	kJ/kg.K

Tabulka 6-6 Koncový bod expanze ST-díl.

Axiální výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně:

$$c_{An} = \frac{\dot{m} \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = 71,63 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně:

$$c_{2n} = c_{An} \cdot \sqrt{(\cot \alpha_{1n} - (u/c_a)_n)^2 + 1} = 74,4 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = 2,8 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Skutečný entalpický spád na stupňovou část turbíny:

$$H_i^{S\check{C}} = H_{iz}^{S\check{C}} \cdot \eta_i - z_c = 275,89 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části:

$$\eta_{TDI}^{S\check{C}} = \frac{H_i^{S\check{C}}}{H_{iz}^{S\check{C}}} = 0,926[-]$$

Předběžný vnitřní výkon stupňové části:

$$P_i^{S\check{C}} = \dot{m} \cdot H_{iz}^{S\check{C}} = 2,04[MW]$$

## 6.7 Tepelný výpočet stupňové části

Výpočet stupňové části je proveden metodou  $c_a/u$  pro skupinu přetlakových stupňů. Tento výpočet je prováděn za pomoci bezrozměrného součinitele „Parsonsova čísla“. Tuto metodu lze použít za následujících předpokladů:

- nemění se hmotnostní průtok skupinou stupňů
- proudění je sledováno na středním průměru po válcové ploše
- axiální rychlost na vstupu a výstupu ze stupně je stejná
- stupeň reakce  $\rho=0,5$  (symetrické rychlostní trojúhelníky)

Z hlediska přesnosti lze tuto metodiku použít za předpokladu, že měrný objem páry při expanzi nevzrůstá příliš rychle a střední průměry prvního a posledního stupně se příliš neliší. Nejsou-li tyto podmínky splněny je tato metoda použitelná pouze pro předběžný výpočet.

Metoda užívá bezrozměrný součinitel označovaný jako „Parsonsovo číslo“. Tento součinitel je definován následujícími vztahy:

$$Pa = \frac{\sum_{j=1}^z u_j^2}{\sum_{j=1}^z h_{izj}} = \frac{z \cdot u_s^2}{\sum_{j=1}^z h_{izj}}$$

$u_j$  – obvodová rychlost na středním průměru j-tého stupně

$h_{izj}$  – izoentropický spád zpracovaný j-tým stupněm

$z$  – počet stupňů skupiny

**Pro libovolný stupeň platí:**

$$Pa = \frac{u_s^2}{h_{iz}}$$

$u_s$  – obvodová rychlost na středním průměru

$h_{iz}$  – izoentropický spád na jeden stupeň

**Vyjádření Parsonsova čísla ve tvaru užívaném pro výpočet:**

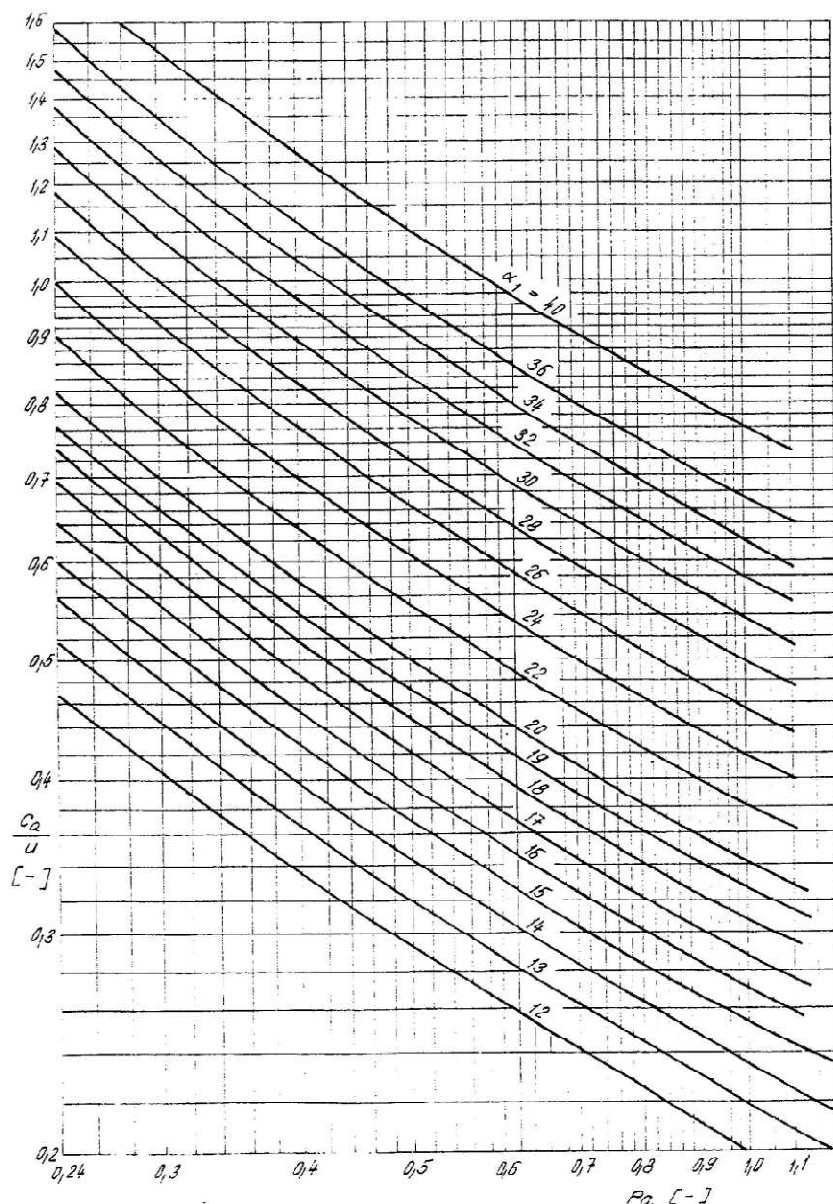
$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \cdot \frac{c_a}{u} - 1}$$

$$\lambda = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

$c_a$ ,  $u$  – rychlosti na středním průměru lopatkování v rovině mezi statorovou a rotorovou řadou

$\alpha_1$  – výstupní úhel proudu páry ze statorových lopatek

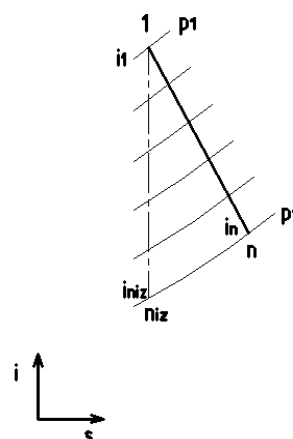
$\varphi$  – rychlostní součinitel statorové řady



Obrázek 38 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou  $ca/u$ . [1]

## 6.8 Expanzní čára ve skupině přetlakových stupňů:

Určí se expanzní čára z počátečního a koncového bodu expanze. Body se zakreslí do  $i$ - $s$  diagramu. Dále se expanzní čára rozdělí na vypočtený počet stupňů a pro daný stupeň lze určit jednotlivé parametry páry. Přičemž neznáme přesné spády na stupně, proto si celkový spád rozdělíme nejprve rovnoměrně. Pro přesnější výpočet je vhodnější výpočtové řešení, které jsem zvolil. Stanoví se rovnice expanzní čáry a následně pro zvolené spády lze určit jednotlivé parametry páry v daném bodě expanze.



Obrázek 39 Expanzní čára.

Rovnice expanzní čáry:

$$i = -6388,52 \cdot s + 48633,56$$

Z této rovnice je vyjádřena entropie a dopočtena pro určené entalpie.

Předběžný tepelný spád na jeden stupeň:

$$h_i = \frac{H_i^{sč}}{z} = 55,178 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Pro tuto hodnotu spádu jsou určeny jednotlivé parametry páry pomocí programu excel, ve kterém je výpočet naprogramován pro určenou rovnici expanzní čáry.

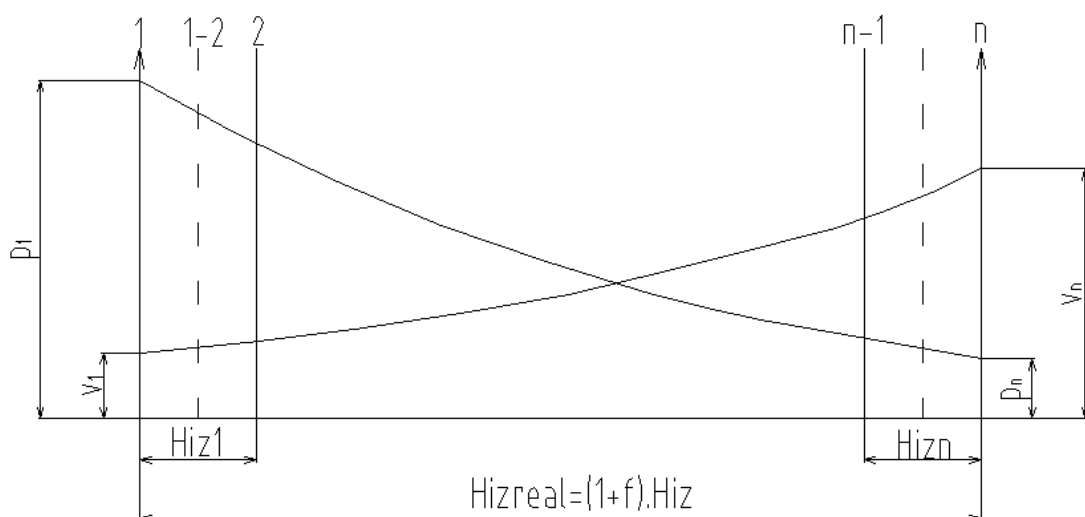
stupeň	entalpie	entropie	mezistupeň	entalpie	entropie
-	kJ/kg	kJ/kg.K	-	kJ/kg	kJ/kg.K
1	3090,57	7,129	1-2	3062,98	7,133
2	3035,39	7,138	2-3	3007,80	7,142
3	2980,21	7,146	3-4	2952,62	7,150
4	2925,03	7,155	4-5	2897,44	7,159
5	2869,85	7,163	za 5	2842,27	7,168

*Tabulka 6-7 Parametry pro rovnici expanzní čáry.*

Entalpie a entropie jsou stanoveny před statorovými lopatkami pro celé hodnoty stupně a u mezistupňů se jedná o hodnoty mezi statorovými a rotorovými lopatkami. Vzhledem k tomu že se jedná o reakční lopatkování se stupněm reakce 0,5 je stejný zpracovaný spád ve statorové a rotorové lopatkové řadě. Díky tomu se spád na stupeň rozdělí na polovinu a pro hodnotu entalpie je určena entropie vyjádřením z rovnice expanzní čáry.

#### **P-V čáry expanze ve stupňové části:**

Na základě expanzní čáry v i-s diagramu se vynese do p-v diagramu průběh změny tlaku a měrného objemu při expanzi. Celkový spád se rozdělí dle počtu stupňů. Díky volbě stupně reakce  $p=0,5$  se nachází vztažná rovina v polovině celkového spádu na stupeň. Pro jednotlivé vztažné roviny lze následně určit hodnotu tlaku a měrného objemu.



Obrázek 40 P-v čáry pro skupinu přetlakových stupňů.

Popis:

$P_0, v_0$  - hodnoty měrného objemu a tlaku před první satorovou lopatkou

$P_n, v_n$  - hodnoty měrného objemu a tlaku za poslední rotorovou lopatkou

1-n – vztažné roviny jednotlivých stupňů

Skutečný tepelný spád na stupeň při izoentropické expanzi:

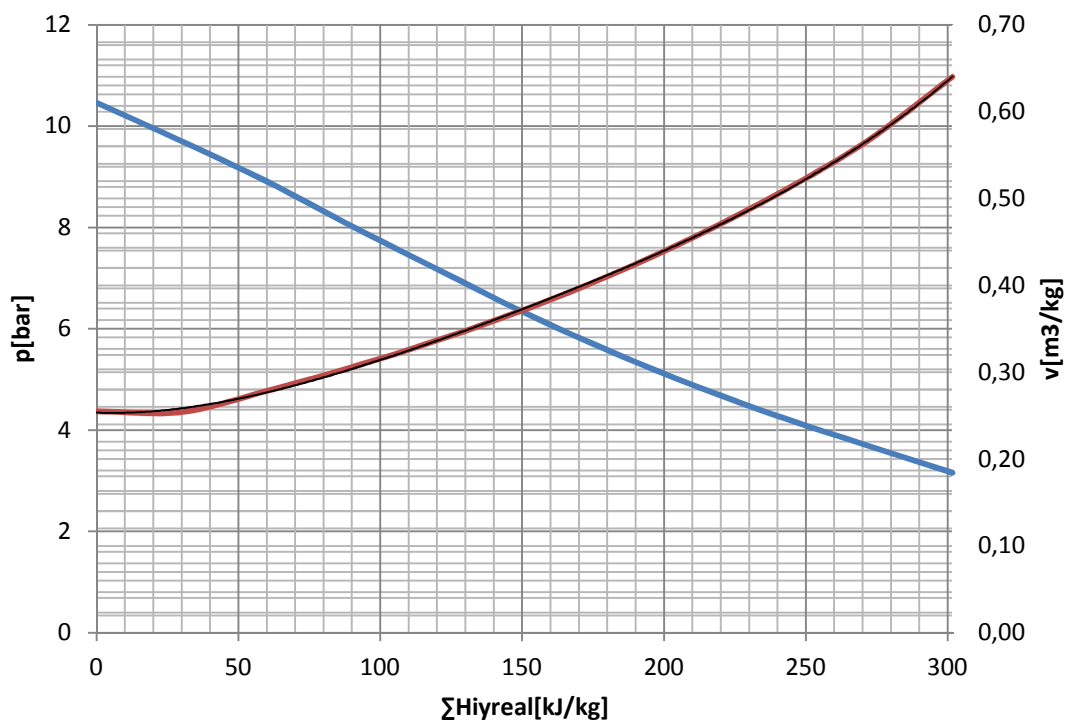
$$H_{izreal} = \frac{H_{iz}^{SC} \cdot (1 + f)}{z} = 60,34 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Následuje určení tlaků a měrných objemů. Pro tyto parametry se zhotoví p-v čáry, ze kterých lze zjistit tlak a měrný objem v daném bodě expanze.

stupeň	tlak	měrný objem	rozdělení tepelných spádů
-	bar	m <sup>3</sup> /kg	$\Sigma H_{izreal}$
1	10,46	0,255	0,00
1-2	10,25	0,254	30,17
2	9,12	0,279	60,34
2-3	8,09	0,306	90,52
3	7,16	0,337	120,69
3-4	6,32	0,372	150,86
4	5,56	0,412	181,03
4-5	4,87	0,457	211,20
5	4,25	0,508	241,38
5-n	3,70	0,566	271,55
n	3,16	0,640	301,72

Tab. Tlak a měrný objem mezi jednotlivými stupni

Pro předešlou tabulku je zhotoven graf průběhu tlak a měrného objemu.



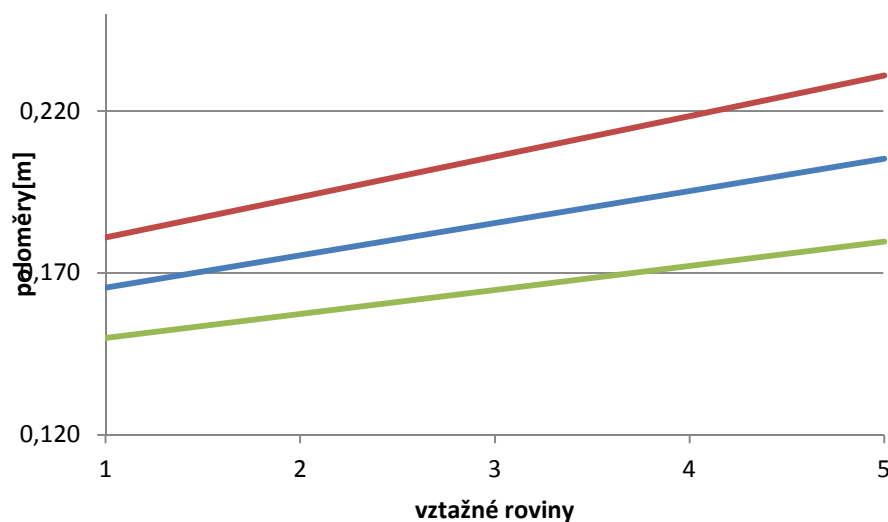
Obrázek 41 Průběh tlaku a měrného objemu.

### Náčrt průtočného kanálu:

Rovnice průběhu poloměru průtočného kanálu:

$$R = k \cdot z + q$$

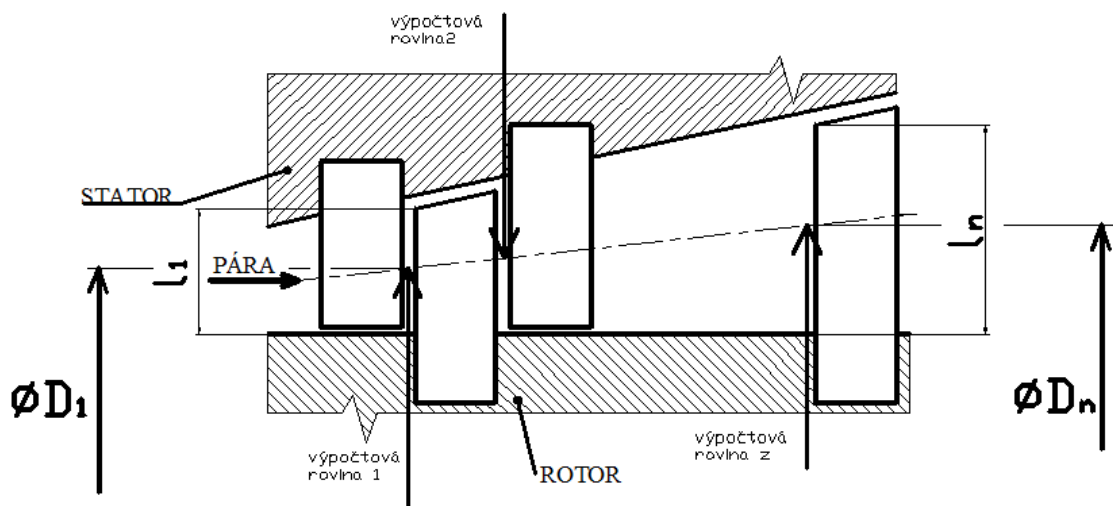
Jednotlivé poloměry se stanoví pro patní, střední a vnější poloměr. Tato rovnice je odvozena z náčrtu průtočného kanálu pro známé vztažné roviny. Tedy pro rozměry prvního a posledního stupně.



Obrázek 42 Náčrt průtočného kanálu.

### Výpočet jednotlivých stupňů:

Nyní pokračuje výpočet jednotlivých stupňů. Výpočet je proveden od posledního stupně k prvnímu. Tento postup je vhodnější, než obrácený. Následující výpočet je proveden pro poslední stupeň. Pro jednotlivé stupně se výpočet opakuje. Vztažné roviny pro výpočet jsou stanoveny uprostřed jednotlivých stupňů. Tedy mezi statorovými a rotorovými lopatkami.



Obrázek 43 Stupňová část se vztažnými rovinami výpočtu.

Střední průměr posledního stupně:

$$D_z = (0,00996 \cdot z + 0,155) \cdot 2 = 0,411[m]$$

Délka poslední lopatky:

$$l_z = (0,012502 \cdot z + 0,1684) - (0,00742 \cdot z + 0,1425) = 0,051[m]$$

Jednotlivé konstanty jsou přesně stanoveny ve výpočtovém programu pro patní, vnější a střední průměr a délku lopatek.

Axiální průtočná plocha:

$$S_a = \pi \cdot D_5 \cdot l_5 = 0,0662[m^2]$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u = \pi \cdot D_5 \cdot n = 257,98 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

### Odhad tepelného spádu na stupeň:

Následuje odhad tepelného spádu na stupeň. Pro který následuje určení měrného objemu pro vztažnou rovinu. Vztažné roviny jsou v polovině izoentropického spádu na stupeň a pro danou vztažnou rovinu lze z diagramu p-v čar učit měrný objem.

Pomocí vykresleného p-v diagramu expanze na stupňovou část jsem v programu určil závislost měrného objemu na zvoleném spádu na stupeň. Následující rovnice určuje tuto závislost. Vzhledem ke složitosti výpočtu jsou vypočtené hodnoty v tabulce uvedené níže.



Rovnice pro určení měrného objemu pro daný entalpický spád:

$$v = 7 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - 4 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + 1 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 0,0001 \cdot x + 0,23535 \left[ \frac{m^3}{kg} \right]$$

y – měrný objem pro daný spád na stupeň

$$x = \sum_{i=1}^z H_{izreal} - \frac{H_{iz,z}}{2}$$

Rovnice je tedy dána celkovým reálným izoentropickým spádem bez spádu od posledního stupně. Výpočtem se pokračuje až ke stupni prvnímu.

Axiální rychlost pracovní látky:

$$c_a = \frac{\dot{m} \cdot v}{S_a} = 66,13 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Poměr ( $c_a/u$ ):

$$\frac{c_a}{u} = 0,256 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Výstupní úhel z rozváděcí řady:

$$\alpha_1 = 15[^\circ]$$

Během expanze úhel narůstá. Proto se u prvních lopatek volí na spodní hranici a u posledních lopatek větší dle potřeby a parametrů výpočtu.

Rychlostní součinitel statorové řady:

$$\varphi = 0,961[-]$$

Pro určení součinitele jsem zvolil iterační výpočet ve kterém je využito následujících vzorců pro poměrnou hodnotu ztrátového součinitele a následného výpočtu rychlostního součinitele.

Ztrátový součinitel:

$$\xi = \frac{z}{h_{iz}} [-]$$

Rychlostní součinitel:

$$\varphi = \sqrt{1 - \xi} [-]$$

Nyní následuje určení Parsonsova čísla. Pro přesnost jsem zvolil dopočet dle následující rovnice. Parsonsovo číslo je dále možné určit pomocí digramu (obr. 38) a zvolené hodnoty  $\alpha_1$  a rychlostního poměru  $c_a/u$ .

Parosnsovo číslo:

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \left( \frac{c_a}{u} \right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \cdot \frac{c_a}{u} - 1}$$

$$\lambda = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

Izoentropický spád na stupeň:

$$H_{izvyp} = \frac{u_1^2}{Pa_1} \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Vypočítaný spád srovnáváme se zvoleným a snažíme se dosáhnout co největší přesnosti. Pokud rozdíl spádu je menší než 5kJ/kg pokračujeme dalším stupněm.

Rozdíl zvoleného a odhadnutého tepelného spádu:

$$\Delta h_1 = H_{iz} - H_{izvyp}$$

Rozdíl mezi zvolenou a dopočtenou hodnotou tepelného spádu v procentech:

$$R = \Delta h_1 \cdot 100 / H_{iz} [\%]$$

Nyní bude následovat výpočet dalšího stupně s použitím spádu vypočteného z předchozího výpočtu. Nově zvolený tepelný spád se přičte k vypočtenému pro poslední stupeň a odečte se od celkového reálného spádu na stupňovou část. Pro vypočtená hodnota se dosadí do rovnice pro výpočet měrného objemu a výpočet pokračuje stejně jako pro poslední stupeň.

Výpočet od posledního stupně k předposlednímu:

$$\sum_{i=1}^z H_{iz,i} - H_{izvyp}$$

Následuje odečet poloviny izoentropického spádu následujícího stupně a pro vypočtenou hodnotu je dopočten měrný objem. Takto se pokračuje až k prvnímu stupni a následuje doladění výpočtu. Pokud je rozdíl reálného spádu a vypočteného menší než 1% je výpočet hotov. Pokud je rozdíl větší následuje doladění pomocí úpravy průtočného kanálu nebo změna úhlu  $\alpha_1$ . Při změně úhlu  $\alpha_1$  je nutné dbát na to, aby docházelo k rozevírání průtočného kanálu.

Rozdíl tepelných spádů:

$$\Delta h = \sum_{i=1}^z H_{iz,i} - \sum_{i=1}^z H_{izvyp}$$

Rozdíl v procentech:

$$P = \frac{\Delta h \cdot 100}{\sum_{i=1}^z H_{iz,i}}$$

Vztažná rovina	Střední průměr	Délka lopatky	Axiální průtočná plocha	Obvodová rychlost	Měrný objem	Zvolený spád	Ax. rychlost pracovní látky
-	D1	l1	Sa	u	v	hiz	ca
-	m	m	m2	m/s	m3/kg	kJ/kg	m/s
1	0,331	0,031	0,0322	207,91	0,2658	64,5	61,09
2	0,351	0,036	0,0398	220,43	0,3215	55,6	59,88
3	0,371	0,041	0,0479	232,95	0,3918	56,7	60,52
4	0,391	0,046	0,0568	245,47	0,4750	58,8	62,00
5	0,411	0,051	0,0662	257,98	0,5911	66,2	66,13
vztažná rovina	Rychlostní součinitel	Poměr ca/u	Úhel na výstupu z RLŘ	Parsonsovo číslo	x	Lambda	Vypočtený spád
-	$\varphi$	ca/u	$\alpha_1$	Pa	x	$\lambda$	hizvyp

-	-	-	°	-	J/kg	-	kJ/kg
1	0,960	0,294	14	0,674	32,171	0,0851	64,09
2	0,954	0,272	15	0,880	92,221	0,0988	55,21
3	0,955	0,260	15	0,965	148,371	0,0965	56,25
4	0,957	0,253	15	1,028	206,121	0,0919	58,61
5	0,961	0,256	15	1,005	268,621	0,0828	66,19

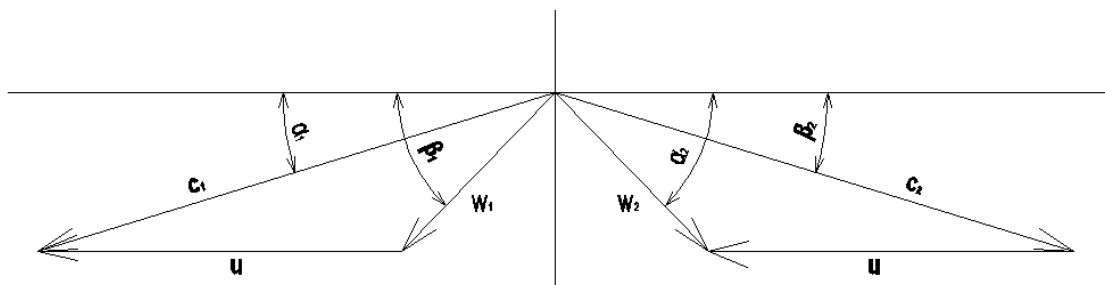
Tabulka 6-8 Parametry stupňové části ST dílu.

Vztažná rovina	Rozdíl spádů	Rozdíl	Rozdíl tepelných spádů	Rozdíl v procentech
-	$\Delta h_1$	R	$\Delta h$	P
-	kJ/kg	%	kJ/kg	%
1	0,409	0,63	1,45	0,48
2	0,389	0,70		
3	0,454	0,80		
4	0,194	0,33		
5	0,005	0,01		

Tabulka 6-9 Parametry stupňové části ST dílu.

## 6.9 Rychlostní trojúhelníky:

Vzhledem k většímu počtu stupňů jsou uvedeny rovnice a výsledky jsou následně uvedeny v tabulce.



Obrázek 44 Rychlostní trojúhelníky s označením rychlostí a úhlů.

Axiální složka rychlosti: hodnota rychlosti je známa z předchozích výpočtů

$$c_a = c_{1a} = c_{2a} = w_{1a} = w_{2a} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

Jednotlivé obvodové rychlosti jsou známy z předchozích výpočtů.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové mříže:

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} [^\circ]$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady:

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Výstupní rychlostní trojúhelník:

Stupeň reakce  $\rho_t$  je roven 0,5. Toto plyne již z podmínky, pro kterou je tato výpočtová metoda platná.

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho_t \cdot 2 \cdot H_{izvyp} + w_1^2} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$\psi$  je možné určit z diagramu a následně iteračně dopočítána.

Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$\beta_2 = \arcsin \frac{w_{2a}}{w_2} [^\circ]$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} [^\circ]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Úhel ohybu proudu na oběžné lopatkové řadě:

$$\Delta \beta = \Delta \alpha = (180 - \beta_2) - \beta_1$$

Úhel ohybu proudu pro oběžnou lopatkovou řadu je totožný s úhlem ohybu pro rozváděcí lopatkovou řadu. Z toho tedy plyne  $\psi = \varphi$  a danou hodnotu zpětně dosadíme do výpočtu.

Rychlostní poměr:

$$x = \frac{u}{c_{iz}} = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{izvyp}}} [-]$$

Optimální hodnota rychlostního poměru pro přetlakový stupeň je kolem rychlostního poměru 0,64.

### Ztráty:

Radiální vůle:

$$k = \frac{D_1 + l_1}{1000} + x [mm]$$

Kde  $x$  je výrobní tolerance

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_k = \frac{0,3 + k}{l_1} \cdot 4,5$$

Ve ztrátě je zahrnut vliv okrajové ztráty a vliv přetékání páry přes lopatky. V případě bandážovaných lopatek se vylepší účinnost o 2%. Ztráta se tedy sníží o 0,02.

Poměrná ztráta rozvětřením:

$$\xi_v = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2$$

Vnitřní účinnost přetlakového stupně:

$$\eta_i^{ST} = \eta_\infty \cdot (1 - \xi_k - \xi_v)$$

Kde  $\eta_\infty$  je určeno z obr závislosti obvodové účinnosti pro nekonečně dlouhou lopatku na Parsonsovu číslu.

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i^{ST} = \dot{m} \cdot H_{izvyp} \cdot \eta_i^{ST}$$

Celkový výkon stupňové části:

$$P_i^{S\check{c}} = \sum_{j=1}^z P_{i,j}^{ST}$$

Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupňové části:

$$H_i^{S\check{c}} = \sum_{j=1}^z H_{izvyp} \cdot \eta_{i,j}^{ST}$$

Tepelný spád zpracovaný ve stupňové části při iz. expanzi:

$$H_{iz}^{S\check{c}} = i_1 - i_{n.iz}$$

Termodynamická účinnost stupňové části:

$$\eta_{tdi}^{S\check{c}} = \frac{H_i^{S\check{c}}}{H_{iz}^{S\check{c}}}$$

Rychlostní trojúhelníky:							
Vztažné roviny	-	1	2	3	4	5	jednotka
Vstupní úhel	$\alpha_1$	14	15	15	15	15	°
Axiální složka rychlosti	$C_a=C_{1a}=C_{2a}=W_{1a}=W_{2a}$	61,09	59,88	60,52	62,00	66,13	m/s
Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady	$C_1$	252,54	231,34	233,85	239,53	255,51	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady	$C_{1u}$	245,04	223,46	225,88	231,37	246,81	m/s
Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady	$w_1$	71,49	59,95	60,94	63,58	67,07	m/s
Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady	$\beta_1$	58,71	87,10	83,34	77,19	80,41	°
Obvodová složka relativní rychlosti	$w_{1u}$	37,13	3,03	7,07	14,09	11,18	m/s
Výstupní rychlost	$w_{2iz}$	263,06	242,50	244,87	250,30	265,88	m/s
Relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady	$w_2$	252,54	231,34	233,85	239,42	255,51	m/s
Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady	$\beta_2$	14,00	15,00	15,00	15,01	15,00	°
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady	$w_{2u}$	61,09	59,88	60,52	62,00	66,13	°
Absolutní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady	$C_2$	71,49	59,95	60,94	63,60	67,07	°
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady	$\alpha_2$	58,71	87,10	83,34	77,09	80,41	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady	$C_{2u}$	37,13	3,03	7,07	14,21	11,18	m/s
Úhel ohybu proudu na oběžné lopatkové řadě	$\Delta\beta=\Delta\alpha$	107,29	77,90	81,66	87,80	84,59	°
Rychlostní poměr	$x$	0,581	0,663	0,695	0,717	0,709	-
Radiální vůle	$k$	0,462	0,487	0,512	0,537	0,562	mm
Poměrná ztráta radiální mezerou	$\xi_k$	0,1106	0,0981	0,0888	0,0814	0,0756	-
Poměrná ztráta rozvějířením	$\xi_v$	0,009	0,011	0,012	0,014	0,016	-
Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku	$\eta_\infty$	0,945	0,940	0,940	0,935	0,935	-
Vnitřní výkon stupně	$\eta_{IST}$	0,832	0,838	0,845	0,846	0,850	-
Vnitřní výkon stupně	$P_{IST}$	0,395	0,343	0,352	0,367	0,417	MW
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupni při izoentropické expanzi	$H_{ISČ}$	53,34	46,26	47,53	49,57	56,25	kJ/kg
Vnitřní výkon stupňové části	$P_{IST}$	1,873					MW
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupňové části	$H_{SČ}$	252,93					kJ/kg
Teplený spád zpracovaný ve stupňové části při iz. expanzi	$H_{izSČ}$	297,99					kJ/kg
Termodynamická účinnost stupňové části ST tělesa	$\eta_{tdi SČ}$	0,849					-

Tabulka 6-10 Rychlostní trojúhelníky ST díl.

## 6.10 Parametry ST dílu:

Rychlost pracovní látky na vstupu do prvního stupně a na výstupu z posledního je přibližně stejná. Toto je už také dáno použitím metody výpočtu  $ca/u$ . Díky tomuto je možné určovat tepelné spády pro statické stavy.

Vnitřní výkon ST tělesa:

Výkon je dán součtem vnitřních výkonů jednotlivých stupňů a výkonu regulačního stupně.

$$P_i^{ST} = P_i^{SČ} + P_{regST}^{ST}$$

Skutečný tepelný spád zpracovaný v ST díle:

$$H_i^{ST} = (i_0 - i_{SC})_{RS} + H_i^{SČ}$$

Tepelný spád v ST díle při izoentropické expanzi:

$$H_{zi}^{ST} = (i_{ST})_{RS} - (i_{STout,iz})_{SČ}$$

Termodynamická účinnost ST dílu:

$$\eta_{tdi}^{ST} = \frac{H_i^{ST}}{H_{zi}^{ST}}$$

Entalpie pracovní látky na výstupu z ST dílu:

$$i_{vc} = i_n + \left( \frac{c_2^2}{2} \right)_z$$

Parametry ST dílu			
Vnitřní výkon	$P_{IST}$	2,596	MW
Skutečný tepelný spád zpracovaný v ST díle	$H_{IST}$	350,44	kJ/kg
Celková entalpie pracovní látky na výstupu z ST dílu	$i_{STc}$	2837,634	kJ/kg
Tepelný spád v ST díle při iz expanzi	$H_{STiz}$	411,37	kJ/kg
Termodynamická účinnost ST tělesa	$\eta_{tdiST}$	0,852	-

Tabulka 6-11 Parametry ST dílu.

## 7 Návrh NT dílu:

### 7.1 Regulační stupeň

Regulační Stupeň je volen v provedení Radiálního stupně. Díky tomuto řešení se docílí snížení počtu stupňů ve stupňové části. Výpočet je proveden stejným způsobem jako výpočet vysokotlakého dílu. Hodnoty výpočtu jsou taktéž optimalizovány a uvedeny v tabulce. Vstupními parametry do nízkotlakého dílu jsou výstupní parametry ze středotlakého dílu poníženy o ztráty v přívodním potrubí. Otáčky NT dílu jsou voleny dle použitého generátoru na 3000ot/min.

#### Vstupní a výstupní parametry páry:

Tlak páry na vstupu do turbíny	$p_{in}$	3,16	bar
Teplota páry na vstupu do turbíny	$t_{in}$	186,69	°C
Hmotnostní průtok páry	$M_p$	26	t/hod
Tlak v kondenzátoru	$p_k$	0,1	bar

Tabulka 7-1 Parametry páry NT dílu.

#### Tlaková ztráta ve vstupním a výstupním potrubí:

Tlak před první statorovou lopatkou	$p_{v_{tin}}$	3,063	bar
Tlaková ztráta v přívodním ústrojí	$\Delta p_{in}$	0,095	bar
Tlak za poslední lopatkou	$p_2$	0,103	bar
Tlaková ztráta ve výstupním ústrojí	$\Delta p_{out}$	0,003	bar

Tabulka 7-2 Tlaková ztráta.

#### Předběžný výpočet radiálního stupně:

Tlakový poměr je větší než kritický, nedochází tedy ke kritickému proudění.

Entalpie	$i_{0c}$	2838,163	kJ/kg
Entalpie	$i_0$	2836,050	kJ/kg
Entalpie	$i_{1iz}$	2723,550	kJ/kg
Entalpie	$i_{2iz}$	2711,050	kJ/kg
Tlak	$p_1$	1,699	bar
objem	$v_0$	0,686	m <sup>3</sup> /kg
Tlak	$p_0$	3,032	bar
Tlak	$p_2$	1,585	bar
Tlakový poměr	$\pi$	0,560	-
Kritický tlakový poměr	$\pi_{krit}$	0,546	-
Otáčky	$n$	3000	ot/min
Obvodová rychlost	$u_1$	250,000	m/s
Rychlostní poměr	$X$	0,5	-
Absolutní rychlost páry	$c_0$	65	m/s
Izoentropická rychlost na stupeň	$c_{iz}$	500,000	m/s
Izoentalpický spád na stupeň	$H_{iz\_RADST}$	125,000	kJ/kg
Stupeň reakce	$\rho$	0,100	-
Izoentalpický spád na stator	$H_{iz\_S}$	112,500	kJ/kg
Izoentalpický spád na rotor	$H_{iz\_R}$	12,500	kJ/kg

Tabulka 7-3 Radiální stupeň NT dílu.



### Rychlostní trojúhelníky:

Vstupní úhel z rozváděcí mříže	$\alpha_1$	13	°
Rychlostní součinitel stator	$\varphi$	0,98	-
Úhel ohybu proudu	$\Delta\alpha$	77	°
Teor. absolutní rychlost páry na výstupu z dýz	$c_{1iz}$	478,774	m/s
Skut. abs. rychlost páry na výstupu z dýz	$c_1$	469,199	m/s
Relativní rychlost na výstupu z dýz	$w_1$	232,510	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti	$c_{1u}$	457,173	m/s
Ax. složka absolutní a relativní rychlosti	$c_{1a}=w_{1a}$	105,547	m/s
Obvodová složka relativní rychlosti	$w_{1u}$	207,173	m/s
Úhel relativní rychlosti na výstupu z dýz	$\beta_1$	26,997	°
Energetická ztráta v rozváděcí lopatkové mříži	$z_s$	4,539	kJ/kg

Tabulka 7-4 Rychlostní trojúhelníky reg. stupeň NT díl.

### Stav pracovní látky na výstupu z dýz:

Entalpie	$i_1$	2728,09	kJ/kg
Tlak	$p_1$	1,74	bar
Měrný objem	$v_1$	1,046	m <sup>3</sup> /kg
Teplota	$t_1$	129,19	°C
Entropie	$s_1$	7,24	kJ/kg.K
Poissonova konstanta	$\kappa$	1,3	-
Rychlost zvuku na výstupu z rozváděcí lopatkové mříže	$a_1$	486,715	m/s
Machovo číslo	$Mc_1$	0,964	-

Tabulka 7-5 Stav pracovní látky na výstupu z rozváděcích lopatek.

### Rychlostní trojúhelníky na výstupu z oběžného kola:

Výstupní úhel relativní rychlosti	$\beta_2$	24	°
Ohnutí proudu	$\Delta\beta$	129,003	°
Rychlostní součinitel	$\psi$	0,92	-
Obvodová rychlost	$u_2$	243,500	m/s
Nábojový poměr	$\mu$	0,974	-
Relativní rychlost páry na výstupu z oběžného kola při iz. Expanzi	$w_{2iz}$	225,562	m/s
Skutečná relativní rychlost páry z oběžného kola	$w_2$	207,517	m/s
Obvodová složka relativní rychlost páry na výstupu z oběžného kola	$w_{2u}$	189,576	m/s
Axiální složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola	$w_{2a}=c_{2a}$	84,405	m/s
Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola	$c_2$	100,160	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti	$c_{2u}$	-53,924	m/s
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola	$\alpha_2$	122,573	°
Energetická ztráta v oběžné lopatkové mříži	$z_R$	3,907	kJ/kg

Tabulka 7-6 Rychlostní trojúhelníky na výstupu z oběžného kola reg. stupně NT dílu.

**Stav pracovní látky na výstupu z oběžného kola:**

Entalpie	i2	2719,496	kJ/kg
Tlak	p2	1,585	bar
Měrný objem	v2	1,137	m <sup>3</sup> /kg
Teplota	t2	124,33	°C
Entropie	s2	7,27	kJ/kg.K
Rychlost zvuku na výstupu z oběžného kola	a2	483,944	m/s
Machovo číslo	Mw2	0,429	-

Tabulka 7-7 Stav pracovní látky na výstupu z oběžného kola reg. stupně NT dílu.

**Rozměry radiálního stupně:**

Průměr na vstupu do rotorové lopatkové řady	D1	1,592	m
Průměr na výstupu z rotorové lopatkové řady	D2	1,550	m
Průměr na výstupu ze statorové lopatkové řady	D0	1,602	m
Délka rozváděcí lopatky	l0	0,0150	m
Délka oběžné lopatky	l1	0,017	m
Délka oběžné lopatky na výstupu	l2	0,020	m
Průměr na vstupu do statorové lopatkové řady	DV	1,645	m
Šířka	B	0,021	m
Poměr délky k šířce	l2/B	0,983	-
Šířka rozváděcí lopatkové řady	BS	0,022	m
Šířka oběžné lopatkové řady	BR	0,021	m
Poměrná rozteč rozváděcí lopatkové řady	(s/c)_S	0,6	-
Poměrná rozteč oběžné lopatkové řady	(s/c)_R	0,8	-
Úhel nastavení profilu v mříži (stator)	$\gamma_S$	32	°
Úhel nastavení profilu v mříži (rotor)	$\gamma_R$	14	°
Délka tětiny profilu rozváděcí lopatkové řady	cS	0,026	m
Délka tětiny profilu oběžné lopatkové řady	cR	0,021	m
Rozteč rozváděcích lopatek	sS	0,015	m
Rozteč oběžných lopatek	sR	0,017	m
Počet rozváděcích lopatek	zS	325	-
Počet oběžných lopatek	zR	286	-

Tabulka 7-8 Rozměry radiálního stupně NT dílu.

**Obvodová účinnost radiálního stupně:**

Ztráta výstupní rychlostí	zc	5,016	kJ/kg
Obvodová účinnost stupně	$\eta_{uRADST}$	0,894	-

Tabulka 7-9 Obvodová účinnost radiálního stupně NT dílu.

**Termodynamická účinnost radiálního stupně:**

Poměrná ztráta ventilací	$\xi_t$	0,005	-
Poměrná ztráta radiální mezerou	$\xi_k$	0,030	-
Termodynamická účinnost stupně	$\eta_{tdiRADST}$	0,86	-
Entalpie pracovní látky na výstupu z radiálního	$i_v$	2723,945	kJ/kg

stupně			
Vnitřní výkon radiálního stupně	$P_{iRADST}$	0,80	MW
Skutečný tepelný spád zpracovaný v radiálním stupni	$H_{iRADST}$	109,201	kJ/kg

Tabulka 7-10 Účinnost radiálního stupně NT dílu.

#### Stav pracovní látky na výstupu z radiálního stupně:

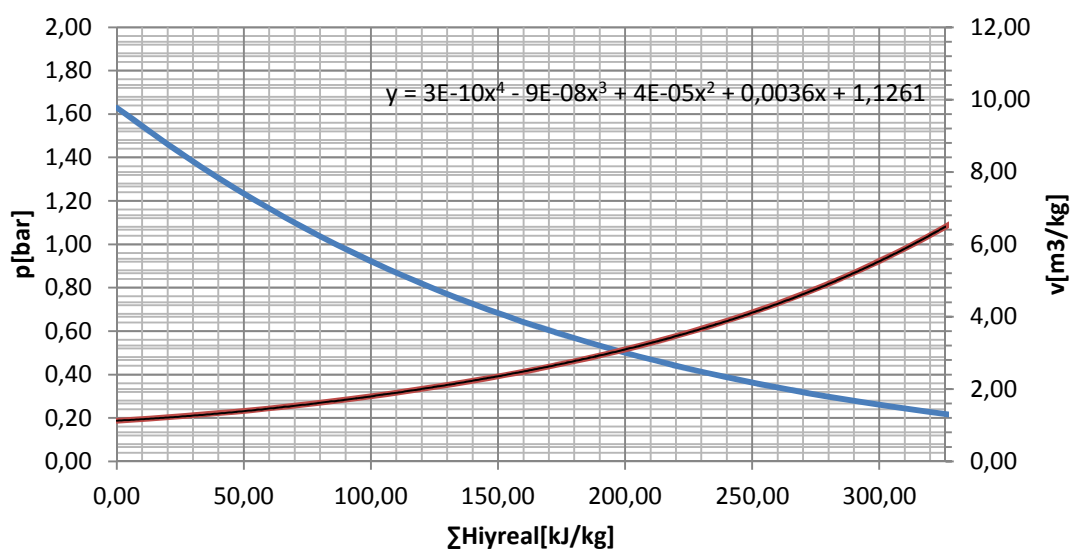
Entalpie	$i_{vc}$	2728,961	kJ/kg
Entropie	$s_v$	7,277	kJ/kg.K
Tlak	$p_{2c}$	1,629	Bar
Objem	$v_{vc}$	1,120	m <sup>3</sup> /kg
Teplota	$t_{vc}$	129,087	°C

Tabulka 7-11 Stav pracovní látky na výstupu z regulačního stupně NT dílu.

## 7.2 Výpočet stupňové části:

Výpočet stupňové části je proveden metodou  $c_a/u$ . V tomto případě lze metodu užít pouze k předběžnému výpočtu. Pro přesný výpočet by bylo nutné užití přesnějších výpočtových metod, ale to je už nad rámec dané práce. Výpočet je proveden stejným postupem jako pro stupňovou část ST dílu s rozdílem počtu stupňů. Vstupní parametry do stupňové části jsou výstupní parametry páry z regulačního stupně.

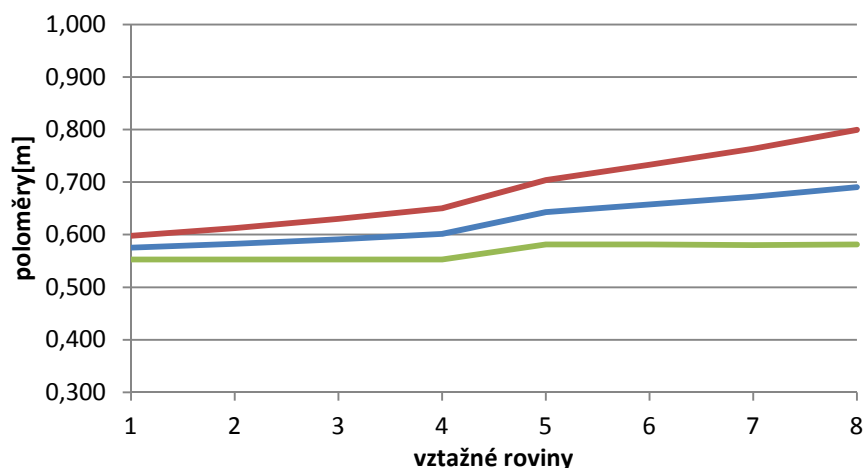
P-v diagram pro expanzi ve stupňové části NT dílu:



Obrázek 45 P-v diagram stupňové části NT dílu.

#### Průtočná kanál:

Průtočný kanál je navržen a optimalizován pro dva konstantní patní průměry. Schéma průtočného kanálu viz obr. U posledních dvou lopatek dochází k výraznějšímu prostorovému proudě, proto jsou navrženy jako zkrucované.



Obrázek 46 Průtočný kanál stupňové části NT tělesa.

Vztažná rovina	Střední průměr	Délka lopatky	Axiální průtočná plocha	Obvodová rychlost	Měrný objem	Zvolený spád	Axiální rychlost prac látky
-	$D_1$	$l_1$	$S_a$	$u$	$v$	$h_{iz}$	$c_a$
-	m	m	m <sup>2</sup>	m/s	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	m/s
1	1,150	0,045	0,1626	180,72	1,224	56	55,33
2	1,165	0,060	0,2196	183,00	1,585	48	53,06
3	1,183	0,078	0,2887	185,76	2,053	46	52,29
4	1,203	0,098	0,3701	188,97	2,670	47,5	53,03
5	1,286	0,123	0,4950	201,94	3,485	45,8	51,76
6	1,315	0,152	0,6266	206,53	4,607	49	54,05
7	1,344	0,183	0,7731	211,12	6,425	60	61,10
8	1,381	0,218	0,9468	216,96	9,927	78,2	77,08
Vztažná rovina	Rychlostní součinitel	Poměr $c_a/u$	vstupní uhel	Parsonsovo číslo	$x$	lambda	$h_{iz\ vvp}$
-	$\phi$	$c_a/u$	$\alpha_1$	Pa	$x$	$\lambda$	$h_{izvvp}$
-	-	-	°	-	J/kg	-	kJ/kg
1	0,926	0,306	14	0,581	22,093	0,1662	56,25
2	0,911	0,290	15	0,704	74,093	0,2049	47,59
3	0,912	0,281	15	0,746	121,093	0,2023	46,25
4	0,911	0,281	15	0,749	167,843	0,2049	47,69
5	0,908	0,256	15	0,891	214,493	0,2129	45,75
6	0,916	0,262	15	0,870	261,893	0,1918	49,03
7	0,931	0,289	15	0,740	316,393	0,1537	60,27
8	0,947	0,355	16	0,599	385,493	0,1151	78,56

Tabulka 7-12 Stupňová část NT dílu.

Koncový bod expanze			
Entalpie	$i_n$	2335,36	kJ/kg
Tlak	$p_n$	0,11	bar
Měrný objem	$v_n$	12,515	m <sup>3</sup> /kg
Entropie	$s_n$	7,349	kJ/kg.K
Axiální výstupní rychlost z lopatkování	$c_{An}$	83,37	m/s
Absolutní výstupní rychlost z lopatkování	$c_{2n}$	87,54	m/s
Ztráta výstupní rychlostí	$z_c$	3,831	kJ/kg
Skutečný entalpický spád na stupňovou část	$H_{isč}$	389,769	kJ/kg

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části	$\eta_{TDI\ SČ}$	0,936	-
Předběžný vnitřní výkon stupňové části:	$P_{ISČ}$	2,87	MW
Expanzní čára			
Konstanta	k	-5471,36	-
Konstanta	q	42542,08	-
Předběžný tepelný spád na jeden stupeň	$h_i$	48,721	kJ/kg
Skutečný tepelný spád na stupeň při iz expanzi	$H_{izreal}$	53,074	kJ/kg

*Tabulka 7-13 Koncový bod expanze ve stupňové části NT dílu.*

Rychlostní trojúhelníky:										
Vztažné roviny	-	1	2	3	4	5	6	7	8	jednotka
Vstupní úhel	$\alpha_1$	14	15	15	15	15	15	15	16	°
Axiální složka rychlosti	$c_a=c_1a=c_2a=w_1a=w_2a$	55,33	53,06	52,29	53,03	51,76	54,05	61,10	77,08	m/s
Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady	$c_1$	228,73	204,99	202,03	204,88	199,98	208,84	236,05	279,63	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatkové řady	$c_{1u}$	221,93	198,01	195,14	197,90	193,17	201,72	228,01	268,80	m/s
Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatkové řady	$w_1$	69,00	55,14	53,12	53,78	52,50	54,26	63,39	92,89	m/s
Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lop. Řady	$\beta_1$	53,32	74,20	79,83	80,44	80,38	84,92	74,54	56,08	°
Obvodová složka relativní rychlosti	$w_{1u}$	41,21	15,01	9,38	8,94	8,78	4,80	16,90	51,84	m/s
Výstupní rychlost	$w_{2iz}$	247,01	225,02	221,52	224,90	220,24	227,99	253,55	295,28	m/s
Relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady	$w_2$	228,73	204,99	202,03	205,09	199,98	208,84	236,05	279,63	m/s
Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady	$\beta_2$	14,00	15,00	15,00	14,98	15,00	15,00	15,00	16,00	°
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady	$w_{2u}$	55,33	53,06	52,29	53,03	51,76	54,05	61,10	77,08	°
Absolutní rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady	$c_2$	69,00	55,14	53,12	53,81	52,50	205,47	192,18	230,32	°
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady	$\alpha_2$	53,32	74,20	79,83	80,21	80,38	15,25	18,54	19,55	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady	$c_{2u}$	41,21	15,01	9,38	9,15	8,78	198,24	182,21	217,04	m/s
Úhel ohybu proudu na oběžné lopatkové řadě	$\Delta\beta=\Delta\alpha$	112,68	90,80	85,17	84,58	84,62	80,08	90,46	107,92	°
Rychlostní poměr	$x$	0,539	0,593	0,611	0,612	0,668	0,659	0,608	0,547	-
Radiální vůle	$k$	1,295	1,325	1,360	1,401	1,508	1,566	1,627	1,699	mm
Poměrná ztráta radiální mezerou	$\xi_k$	0,1595	0,1219	0,0962	0,0782	0,0664	0,0554	0,0459	0,0385	-
Poměrná ztráta rozvějřením	$\xi_v$	0,002	0,003	0,004	0,007	0,009	0,013	0,019	0,025	-

Suchost páry vstup	$\chi$	1,000	0,995	0,983	0,968	0,953	0,939	0,924	0,910	-
Ztráta vlhkostí páry	$\xi_\chi$	0,002	0,011	0,024	0,039	0,054	0,068	0,083	0,091	-
Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku	$\eta_\infty$	0,930	0,948	0,950	0,950	0,940	0,948	0,949	0,930	-
Vnitřní výkon stupně	$\eta_{INT}$	0,778	0,820	0,831	0,832	0,818	0,818	0,809	0,786	-
Vnitřní výkon stupně	$P_{INT}$	0,322	0,287	0,283	0,292	0,275	0,295	0,359	0,454	MW
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupni při izentropické expanzi	$H_{ISČ}$	43,77	39,02	38,45	39,68	37,44	40,11	48,78	61,76	kJ/kg
Vnitřní výkon stupňové části	$P_{ISČ}$	2,566								MW
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupňové části	$H_{SČ}$	349,00								kJ/kg
Teplený spád zpracovaný ve stupňové části při izentropické expanzi	$H_{IZSČ}$	416,62								kJ/kg
Termodynamická účinnost stupňové části ST tělesa	$\eta_{tdi SČ}$	0,838								-

Tabulka 7-14 Rychlostní trojúhelníky NT díl

### 7.3 Parametry stupňové části nízkotlakového tělesa:

Vnitřní výkon SČ NT tělesa:

$$P_i^{SČ} = \sum_{j=1}^z P_{i,j}^{ST}$$

Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupňové části:

$$H_i^{SČ} = \left( i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right)_1 - \left( i_2 + \frac{c_2^2}{2} \right)_z$$

Tepelný spád ve stupňové části při izoentropické expanzi:

$$H_{iz}^{SČ} = \left( i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right)_1 - i_{n,iz}$$

Entalpie je určena pro tlak za posledním stupněm.

Termodynamická účinnost stupňové části NT tělesa:

$$\eta_{tdi}^{SČ} = \frac{H_i^{SČ}}{H_{iz}^{SČ}}$$

Parametry stupňové části			
Entalpie	$i_{niz}$	2312,34	kJ/kg
Vnitřní výkon SČ	$P_{iSČ}$	2,566	MW
Skutečný tepelný spád zpracovaný ve stupňové části	$H_{iSČ}$	349,00	kJ/kg
Tepelný spád zpracovaný při izoentropické expanzi	$H_{izSČ}$	416,62	kJ/kg
Termodynamická účinnost stupňové části	$\eta_{tdiSČ}$	0,838	-

Tabulka 7-15 Parametry stupňové části NT dílu.

### 7.4 Parametry nízkotlakého tělesa:

Vnitřní výkon NT tělesa:

$$P_i^{NT} = P_i^{RADST} + P_i^{SČ}$$

Skutečný tepelný spád zpracovaný v NT tělese:

$$H_i^{NT} = (i_{0c})_{RADST} - \left( i_v + \frac{c_2^2}{2} \right)_{SČ,z}$$

Tepelný spád zpracovaný v NT tělese při izoentropické expanzi:

$$H_{iz}^{NT} = (i_{0c})_{RADST} - (i_{NTout,iz})_{SČ,z}$$

Výstupní entalpie je určena pro tlak za poslední rotorovou řadou lopatek.

Termodynamická účinnost NT tělesa:

$$\eta_{tdi}^{NT} = \frac{H_i^{NT}}{H_{iz}^{NT}}$$

Celková entalpie na výstupu z NT tělesa:



$$i_{Vc} = \left( i_V + \frac{c_2^2}{2} \right)_{s\check{c},z}$$

Parametry nízkotlakého tělesa			
Vnitřní výkon	$P_{iNT}$	3,288	MW
Skutečný tepelný spád zpracovaný v NT tělese	$H_{iNT}$	446,50	kJ/kg
Teplený spád zpracovaný v tělese při izoentropické expanzi	$H_{izNT}$	2379,966	kJ/kg
Termodynamická účinnost NT tělesa	$\eta_{tdiNT}$	530,00	-
Celková entalpie na výstupu z NT tělesa	$i_{Vc}$	0,842	kJ/kg

Tabulka 7-16 Parametry NT dílu.

## 8 Výkon parní turbíny:

Vnitřní výkon parní turbíny:

$$(P_i)_{VYP} = P_i^{VT} + P_i^{ST} + P_i^{NT}$$

Výpočet svorkového výkonu:

$$P_{SV} = (P_i^{VT} + P_i^{ST}) \cdot \eta_{př} \cdot \eta_m \cdot \eta_{el} + P_i^{NT} \cdot \eta_m \cdot \eta_{el}$$

$\eta_{př}$  účinnost převodovky

$\eta_m$  mechanická účinnost

$\eta_{el}$  elektrická účinnost

Výkon parní turbíny			
Vnitřní výkon	$P_{iVYP}$	7,06	MW
Vnitřní výkon VT díl	$P_{iVT}$	1,18	MW
Vnitřní výkon ST díl	$P_{iST}$	2,60	MW
Vnitřní výkon NT díl	$P_{iNT}$	3,29	MW
Svorkový výkon	$P_{SV}$	6,85	MW
Mechanická účinnost	$\eta_m$	0,985	-
Elektrická účinnost	$\eta_{el}$	0,995	-
Účinnost převodovky	$\eta_{př}$	0,98	-

Tabulka 8-1 Výkon parní turbíny.

## 9 Závěr:

V první části práce je obecná charakteristika parní turbíny, popis ztrát a základních používaných typů parních turbíny. Jsou zde popsány jednotlivé používané stupně s ohledem na mnou užitý radiální a radiálně-axiální stupeň. V následující části je proveden výpočet parní turbíny. Cílem práce bylo provedení termodynamického výpočtu a návrhu parní turbíny pro zadané parametry. Konstrukce vysokotlaké a středotlaké části je v dvouhřídelovém provedení, toto řešení umožňuje rozdílnou volbu otáček pro jednotlivá tělesa a tím i jejich vhodnější návrh.

VT díl je konstruován jako jednostupňová radiální centripetální turbína s axiálním výstupem páry. Díky volbě vysokých otáček VT dílu došlo ke snížení rozměrů a tím i materiálových nákladů. Za nevýhodou je možné považovat požití pouze jednoho stupně. Vzhledem k daným otáčkám a rozměrům nelze v této koncepci použít stupňovou část. Dále konstrukce VT dílu integrovaného s převodovou skříní umožňuje uložení ložisek mimo těleso turbíny a tím jednostranné ucpávky. Pára uniká pouze jednou stranou a tím dochází ke snížení hmotnostní průtoky ztrátové páry ucpávkou. Ucpávkou je vyvedena komínová pára a odvodnění turbíny pro kondenzát. Otáčky VT dílu jsou 20 000 ot/min. Vnitřní výkon VT dílu činí 1,18 MW s termodynamickou účinností 0,87 při poměrně malých rozměrech. Zpracovaný spád činí 157 kJ/kg.

Provedení ST dílu je s radiálně axiálním regulačním stupněm. Radiálně axiální stupeň byl zvolen v koncepčním řešení pro navazující stupňovou část. Otáčky středotlaké části činí 12 000 ot/min. V regulačním stupni je zpracován entalpický spád 97,5 kJ/kg s vnitřní termodynamickou účinností 0,86. Vnitřní výkon regulačního stupně ST dílu je 0,72 MW. Za regulačním stupněm následuje stupňová část s pěti stupni. Lopatkování stupňové části je voleno reakční se stupněm reakce  $p=0,5$ . Celkové parametry středotlaké části jsou 2,596 MW a termodynamická účinnost 0,852. Zpracovaný spád při expanzi činí 411,4 kJ/kg.

Nízkotlaká část je napojena přes spojku na generátor s otáčkami 3000 ot/min. Regulační stupeň je v provedení radiálního stupně, tedy stejné řešení jako u VT dílu s rozdílem použitých otáček a následující stupňové části. Vnitřní výkon je 0,8 MW s vnitřní termodynamickou účinností 0,86 a zpracovaným spádem 109,2 kJ/kg. Stupňová část dosahuje vnitřní termodynamické účinnosti 0,838. Ve stupňové části dochází k částečné expanzi v oblasti mokré páry a poslední dvě řady lopatek jsou kroucené. Stupňová část obsahuje 8 stupňů. Vnitřní výkon NT dílu je 3,29 MW a termodynamická účinnost 0,842. Celkový entalpický spád zpracovaný v nízkotlaké části je 446,5 kJ/kg.

Celkově turbína dosahuje svorkového výkonu 6,85 MW. Výhoda použití radiálního stupně ve VT dílu je patrná z účinnosti a zpracovaného spádu. V případě nízkotlakého tělesa dosahuje radiální stupeň také velmi dobrých parametrů a navyšuje celkovou účinnost NT dílu. Použitá koncepce je vhodná, jako lokální zdroj energie a lze ho užít například spalovnu komunálního odpadu.

## Použité zdroje:

- [1] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3
- [3] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-06, [date of last update 2013-05]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-turbiny-a-turbokompresory.html>.
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Vztah mezi obvodovou a vnitřní prací stupně lopatkového stroje, *Transformační technologie*, 2009-10, [date of last update 2013-04]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/vztah-mezi-obvodovou-a-vnitri-praci-stupne-lopatkoveho-stroje.html>. English version: Relationship between shaft work and internal work of turbomachine stage. Web: [http://www.transformacni-technologie.cz/en\\_vztah-mezi-obvodovou-a-vnitri-praci-stupne-lopatkoveho-stroje.html](http://www.transformacni-technologie.cz/en_vztah-mezi-obvodovou-a-vnitri-praci-stupne-lopatkoveho-stroje.html).
- [5] ŠKORPÍK, Jiří. Návrh stupně lopatkového stroje se zanedbatelným vlivem prostorového charakteru proudění, *Transformační technologie*, 2011-03, [date of last update 2012-11]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/navrh-stupne-lopatkoveho-stroje-se-zanedbatelnym-vlivem-prostoroveho-charakteru-proudeni.html>.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Ztráty v lopatkových strojích, *Transformační technologie*, 2009-11, [date of last update 2013-01]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/zraty-v-lopatkovych-strojich.html>.
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [date of last update 2013-02]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [8] Parní stroje, parní turbíny, parní kotle: Parní turbína de Lavalova. *Hornictvo.info* [online]. [cit. 2013-05-24]. Dostupné z: <http://www.hornictvi.info/stroje/pstroj1/032.htm>
- [9] Parní stroje, parní turbíny, parní kotle: Parní turbína de Lavalova. *Hornictvo.info* [online]. [cit. 2013-05-24]. Dostupné z: <http://www.hornictvi.info/stroje/pstroj1/032.htm>
- [10] Steam turbine. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 23 May 2013 at 15:36. [cit. 2013-05-24]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Steam\\_turbine](http://en.wikipedia.org/wiki/Steam_turbine)

## Seznam použitých symbolů:

VT	vysokotlaký
ST	středotlaký
NT	nízkotlaký
SČ	stupňová část

p	tlak	[bar]
t	teplota	[°C]
s	entropie	[kJ/kg.K]
i	entalpie	[kJ/kg]
v	měrný objem	[m <sup>3</sup> /kg]
h	spád	[kJ/kg]
m	hmotnostní tok	[kg/s]
P	výkon	[MW]
$\alpha$	úhel absolutní rychlosti	[°]
$\beta$	úhel relativní rychlosti	[°]
c	absolutní rychlost	[m/s]
u	obvodová rychlost	[m/s]
w	relativní rychlost	[m/s]
Z	počet lopatek	[-]
$\eta$	účinnost	[-]
$\rho$	termodynamický stupeň reakce	[-]
$\pi$	tlakový poměr	[-]

## Seznam příloh:

- Příloha 1 – Výkres VT dílu  $n=20\,000$ [ot/min]
- Příloha 2 – Výkres ST dílu  $n=12\,000$ [ot/min]
- Příloha 3 – Výkres NT dílu  $n=3\,000$ [ot/min]
- Příloha 4 – Výkres - schéma sestavy
- Příloha 5 – Rychlostní trojúhelníky regulačních stupňů